



普通高等学校“十二五”规划教材

# 液压传动

(第2版)

许贤良 王传礼 张军 张立祥 编著



国防工业出版社  
National Defense Industry Press



# 液压传动

(第2版)

责任编辑：刘 炯

jliu@ndip.cn

责任校对：钱辉玲

liujiong\_ndip@126.com

封面设计：陆 阳



► 上架建议：机械工程 ◀

<http://www.ndip.cn>

ISBN 978-7-118-07099-6

9 787118 070996 >

定价：39.00 元



普通高等学校“十二五”规划教材

# 液 压 传 动

## (第2版)

许贤良 王传礼 张 军 张立祥 编著

国防工业出版社

· 北京 ·



## 内 容 简 介

本书是在第 1 版的基础上经过适当删增而成的。全书共分 10 章：绪论、工作介质、液压泵、执行元件、辅助元件、液压控制阀、调速回路、基本液压回路、典型液压系统分析和液压系统的设计；其中，删去第 1 版中的第 11 章液压系统安装调试及维护、第 10 章液压系统的设计作了精简，除第 1 章绪论、第 2 章工作介质、第 7 章调速回路基本未动外，其他章节内容均有一定增加。

本书主要介绍液压传动基础知识，力求理论的完整性、系统性、实用性，尽量反映液压技术的最新科学研究和教学成果。本书可作为高等学校机械工程专业或相近专业本科生教材或教学参考书，也可供工程技术人员作参考。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

液压传动 / 许贤良等编著. —2 版. —北京：国防工业出版社，2011.3

普通高等学校“十二五”规划教材

ISBN 978-7-118-07099-6

I. ①液… II. ①许… III. ①液压传动-高等学校-教材  
IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 235936 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

涿中印刷厂印刷

新华书店经售

\*

开本 787×1092 1/16 印张 24 1/2 字数 606 千字

2011 年 3 月第 2 版第 1 次印刷 印数 10001—14000 册 定价 39.00 元

(本书如有印装错误，我社负责调换)

国防书店：(010) 68428422

发行邮购：(010) 68414474

发行传真：(010) 68411535

发行业务：(010) 68472764



## 第2版前言

本书第1版自2006年出版以来,得到同行的普遍认同,为众多高等院校所选用。近几年来,我国液压传动与控制技术得到了进一步发展,特别是机、电、液一体化技术和数字化技术的应用日趋广泛,同时也对技术人才的培养提出了更新和更高的要求。为适应培养新世纪应用型工程技术人才的需要,并充分反映国内外液压技术的发展,对本书作一次比较全面的修订是必要和适时的。

本书在修订过程中,力求体现教材的稳定性、先进性、一定的理论性和系统性,着重基本原理、基本结构和基本方法的介绍,力求保持原书的风格,力求贯彻理论联系实际和学以致用原则。本次修订工作体现在以下几个方面:

(1) 删去第1版中的第11章液压系统的安装、调试及维护;对第10章液压系统的设计作了较大篇幅的精简而又不失其参考价值。

(2) 在第3章液压泵中,对概述、柱塞泵、齿轮泵作了较大幅度的修订,使内容趋于完整和系统;补加了液压泵的计算例题。

(3) 在第4章执行元件中,除摆动液压马达少数章节外,都作了较大的变动,使内容丰富、完整和系统;补加了液压马达、液压泵—液压马达计算例题。

(4) 在第5章辅助元件中加强了密封元件和其他辅助元件的内容。

(5) 对第7章调速回路和第8章基本液压回路作了部分修订。

(6) 对第1版中部分插图进行了重新绘制,使图形符号符合国家 GB/T786.1—2001 的规定。

参与本书修订的有:许贤良(第1、2章),王传礼(第3、5章),张军(第4章),张立祥(第6章),邓海顺(第9、10章及附录),李义(第7章),袁圆(第8章),全书由许贤良统一定稿。研究生李义和袁圆负责插图绘制和文字录入工作。

浙江大学流体传动与控制国家重点实验室博士生导师丁凡教授审阅了本次修订稿,提出了许多意见和建议,在此表示衷心感谢。

由于编者水平有限,谬误和不妥之处难免,敬请读者指正。

编者谨识



# 第 1 版前言

液压传动是工科诸多专业的基础课，因专业不同，曾先后出现过机床类、工程机械类、矿山机械类及冶金机械类的液压传动教材，版本有几十种之多。就内容而言可分为四大类：液压传动、液压传动与控制、液压与气动和液压与液力传动。本书定位机械类液压传动教材，考虑到液压伺服系统为机械学科的选修课程，因而没有涉及控制部分内容；考虑到课时有限，也没有涉及气动内容。

本书立足于培养 21 世纪需要的宽口径、厚基础的高素质综合人才，贯彻理论联系实际和学以致用原则，重点讲授液压传动的基础知识，同时注意反映该学科国内外的最新研究成果和发展趋势。内容上兼顾机械各行业的需要，而不局限于某一领域的应用，本书编写了较多的典型回路和典型系统的应用实例，供教师根据实际情况作出取舍和讲课参考。为了学生巩固所学知识点和提高实际应用能力，每章附有小结、习题和思考题。

本书是按照液压传动系统的构成部分编写的，共分 11 章：绪论、工作介质、液压泵、执行元件、辅助元件、液压控制元件、调速回路、基本液压回路、典型液压系统分析、液压系统的设计、液压系统安装调试使用和维护。液压马达和液压缸及摆动马达，都是执行元件，故将三者并为一章。液压回路内容较多，考虑到调速回路的特性和重要性，单列一章，将压力回路、方向回路、其他速度回路、多执行元件回路等单列一章。在编写中，力求术语规范，叙述简明，重要术语加注英文。本书内容比较齐全，教师可根据不同课时作出取舍。

本书由安徽理工大学、合肥工业大学和江南大学联合编写。主要编写人员有：安徽理工大学许贤良教授、王传礼教授和张军教授，合肥工业大学曾亿山博士，江南大学刘利国博士。具体分工情况如下：张军编写第 1 章和第 3 章，王传礼编写第 2 章和第 4 章，曾亿山编写第 5 章和第 6 章，许贤良编写第 7 章和第 8 章，刘利国编写第 9 章，邓海顺编写第 10 章和第 11 章。全书由许贤良统一定稿。安徽理工大学研究生宋艳亮、周大鹏和朱兵协助编写并做文字、图形、表格等事务性工作，特别感谢这三位同学为本书付出的辛勤劳动。

承蒙浙江大学丁凡教授审阅书稿并提出宝贵意见，在此表示感谢。

由于作者水平有限，谬误和不妥之处在所难免，恳请读者不吝赐教。

编者谨识

# 目 录

第 1 章 绪论 .....	1
1.1 液压传动的概念和原理 .....	1
1.1.1 液压传动的概念 .....	1
1.1.2 液压传动的工作原理 .....	1
1.1.3 液压系统的组成部分及作用 .....	2
1.1.4 液压传动系统的图示方法 .....	3
1.2 液压传动的特点及应用 .....	4
1.2.1 液压传动的主要优点 .....	4
1.2.2 液压传动的主要缺点 .....	5
1.2.3 液压传动的应用 .....	5
1.3 液压技术发展简况及趋势 .....	6
1.3.1 液压技术发展简述 .....	6
1.3.2 液压技术的发展趋势 .....	7
本章小结 .....	8
思考题 .....	8
习题 .....	8
第 2 章 工作介质 .....	10
2.1 液压油液的主要物理特性 .....	10
2.1.1 密度和重度 .....	10
2.1.2 黏性和黏度 .....	10
2.1.3 可压缩性 .....	13
2.1.4 热力学特性 .....	14
2.1.5 其他物理特性 .....	14
2.1.6 液体中的气体对液体性能的影响 .....	15
2.2 液压油的化学特性及对液压油的一般要求 .....	15
2.2.1 液压油液的有关化学特性 .....	15
2.2.2 对液压油的一般要求 .....	17
2.3 液压工作介质的类型 .....	18
2.3.1 矿物（石）油基液压液 .....	18
2.3.2 难燃液压液 .....	19
2.4 工作介质选择使用和维护 .....	20
2.4.1 工作介质的选择 .....	20
2.4.2 工作介质的使用和维护 .....	21



本章小结 .....	24
思考题 .....	24
习题 .....	24
第3章 液压泵 .....	26
3.1 概述 .....	26
3.1.1 液压泵的概念及分类 .....	26
3.1.2 液压泵工作原理 .....	27
3.1.3 液压泵性能参数及计算 .....	27
3.1.4 液压泵参数计算举例 .....	31
3.2 齿轮泵 .....	33
3.2.1 齿轮泵结构和工作原理 .....	34
3.2.2 齿轮泵的几何排量和流量 .....	34
3.2.3 齿轮泵的主要问题及解决办法 .....	39
3.2.4 提高外啮合齿轮泵压力的措施 .....	43
3.2.5 齿轮泵设计要点 .....	44
3.2.6 内啮合齿轮泵 .....	46
3.2.7 复合齿轮泵 .....	49
3.2.8 螺杆泵 .....	50
3.3 叶片泵 .....	51
3.3.1 双作用式叶片泵 .....	51
3.3.2 单作用式叶片泵 .....	57
3.3.3 限压式变量叶片泵 .....	60
3.4 轴向柱塞泵 .....	62
3.4.1 斜盘泵工作原理和几何排量 .....	62
3.4.2 柱塞运动分析及瞬态流量特性 .....	63
3.4.3 直轴式柱塞泵典型结构 .....	66
3.4.4 通轴式轴向柱塞泵 .....	71
3.4.5 斜轴式轴向柱塞泵 .....	72
3.4.6 斜盘泵典型零件的力学分析 .....	75
3.4.7 几种关键零部件的设计计算 .....	79
3.4.8 主要零件的材料与技术要求 .....	83
3.5 径向柱塞泵 .....	84
3.5.1 工作原理 .....	84
3.5.2 排量和流量 .....	85
3.5.3 阀配流径向柱塞泵的工作原理 .....	86
3.5.4 径向柱塞泵的典型结构 .....	86
3.6 各类液压泵的性能比较及应用 .....	88
本章小结 .....	89
思考题 .....	90
习题 .....	90

<b>第4章 执行元件</b>	92
<b>4.1 液压马达的分类和主要性能参数计算</b>	92
4.1.1 液压马达的分类	92
4.1.2 液压马达主要参数及计算	92
4.1.3 例题	96
<b>4.2 高速液压马达</b>	101
4.2.1 液压马达基本工作原理	101
4.2.2 叶片马达	102
4.2.3 齿轮马达	104
4.2.4 轴向柱塞马达	108
<b>4.3 低速大转矩液压马达</b>	109
4.3.1 单作用曲轴连杆式径向柱塞马达	110
4.3.2 静力平衡式径向柱塞马达	114
4.3.3 多作用式内曲线式径向柱塞马达	115
<b>4.4 摆动液压马达（摆动液压缸）</b>	121
4.4.1 单叶片式摆动液压马达	121
4.4.2 双叶片式摆动马达	122
<b>4.5 液压缸类型及基本计算</b>	123
4.5.1 液压缸分类	123
4.5.2 柱塞式液压缸	126
4.5.3 单活塞杆（单杆）液压缸	127
4.5.4 差动液压缸	131
4.5.5 双杆作用液压缸	132
4.5.6 伸缩液压缸	135
<b>4.6 典型液压缸的结构</b>	137
4.6.1 缸筒、缸底、端盖和导向套	137
4.6.2 活塞组件	138
4.6.3 密封装置	139
4.6.4 缓冲装置	140
4.6.5 排气装置	141
<b>4.7 液压缸设计</b>	141
4.7.1 收集原始资料，整理设计依据	141
4.7.2 设计的一般步骤及其注意的问题	141
4.7.3 液压缸基本参数选择	142
4.7.4 缸筒的设计与校核	144
4.7.5 缸底结构及厚度计算	145
4.7.6 缸盖的结构形式、设计计算及校核	146
4.7.7 活塞组件设计	147
4.7.8 活塞杆（液压缸）强度及稳定性校核	148
4.7.9 其他设计计算	152



本章小结 .....	153
思考题 .....	154
习题 .....	154
第 5 章 辅助元件 .....	159
5.1 油管及管接头 .....	159
5.1.1 油管 .....	159
5.1.2 管接头 .....	162
5.1.3 管路安装与布置 .....	163
5.2 油箱 .....	165
5.2.1 油箱功用和要求 .....	165
5.2.2 油箱的分类和结构 .....	165
5.2.3 油箱容积计算 .....	166
5.2.4 油箱附件 .....	167
5.3 滤油器 .....	167
5.3.1 功用和要求 .....	167
5.3.2 滤油器的类型 .....	168
5.3.3 滤油器的主要性能指标 .....	170
5.3.4 滤油器的选用 .....	171
5.3.5 滤油器的安装位置 .....	171
5.4 蓄能器 .....	172
5.4.1 蓄能器的作用及应用 .....	172
5.4.2 蓄能器的种类和特点 .....	173
5.4.3 蓄能器主要参数选择和计算 .....	174
5.4.4 蓄能器的安装和使用 .....	176
5.5 密封装置 .....	177
5.5.1 密封件的类型、要求和材料 .....	177
5.5.2 O 形密封圈 .....	179
5.5.3 Y 形密封圈和 V 形密封圈 .....	181
5.5.4 新型密封圈 .....	182
5.5.5 旋转密封圈 .....	183
5.5.6 防尘圈 .....	185
5.6 冷却器、加热器 .....	185
5.6.1 冷却器的作用及性能要求 .....	185
5.6.2 冷却器的类型及特点 .....	186
5.6.3 冷却器的安装 .....	187
5.6.4 加热器 .....	187
5.7 压力表及开关 .....	188
5.7.1 压力表 .....	188
5.7.2 压力表开关 .....	189
本章小结 .....	189

<b>思考题</b> .....	190
<b>习题</b> .....	190
<b>第 6 章 液压控制阀</b> .....	192
<b>6.1 概述</b> .....	192
6.1.1 液压控制阀的功能 .....	192
6.1.2 液压控制阀的分类 .....	192
6.1.3 对阀的基本要求 .....	193
<b>6.2 方向控制阀</b> .....	193
6.2.1 单向阀 .....	193
6.2.2 换向阀 .....	195
6.2.3 换向阀的结构 .....	199
6.2.4 换向滑阀阀芯上的液动力和卡紧力 .....	202
6.2.5 多路换向阀 .....	205
<b>6.3 压力控制阀</b> .....	207
6.3.1 溢流阀 .....	208
6.3.2 减压阀 .....	214
6.3.3 顺序阀 .....	218
6.3.4 平衡阀 .....	220
6.3.5 压力继电器 .....	220
<b>6.4 流量控制阀</b> .....	222
6.4.1 流量控制原理和节流口形式 .....	222
6.4.2 普通节流阀 .....	224
6.4.3 调速阀 .....	225
6.4.4 溢流节流阀（旁通型调速阀） .....	227
6.4.5 分流集流阀 .....	228
<b>6.5 叠加阀、插装阀</b> .....	230
6.5.1 叠加阀 .....	230
6.5.2 叠加阀应用例 .....	232
6.5.3 插装阀 .....	232
<b>本章小结</b> .....	238
<b>思考题</b> .....	239
<b>习题</b> .....	240
<b>第 7 章 调速回路</b> .....	244
<b>7.1 概述</b> .....	244
7.1.1 回路和系统 .....	244
7.1.2 调速回路的分类 .....	244
7.1.3 对调速回路的基本要求 .....	245
7.1.4 调速回路的研究内容 .....	245
<b>7.2 节流调速回路</b> .....	245
7.2.1 进油节流调速回路 .....	246



7.2.2	回油（出口）节流调速回路 .....	250
7.2.3	旁路节流调速回路 .....	251
7.2.4	三种节流调速系统的特点 .....	253
7.2.5	例题 .....	254
<b>7.3</b>	<b>容积调速回路 .....</b>	<b>261</b>
7.3.1	概述 .....	261
7.3.2	静态特性分析 .....	262
<b>7.4</b>	<b>容积节流调速回路 .....</b>	<b>267</b>
7.4.1	限压式变量泵—调速阀调速回路 .....	267
7.4.2	压差式变量泵—节流阀调速回路 .....	268
<b>7.5</b>	<b>三种调速回路的比较和应用 .....</b>	<b>269</b>
7.5.1	三种调速回路性能比较 .....	269
7.5.2	调速回路的选择 .....	270
	<b>本章小结 .....</b>	<b>270</b>
	<b>思考题 .....</b>	<b>271</b>
	<b>习题 .....</b>	<b>271</b>
<b>第 8 章</b>	<b>基本液压回路 .....</b>	<b>277</b>
<b>8.1</b>	<b>快速和速度转换回路 .....</b>	<b>277</b>
8.1.1	使用液压泵的有级调速回路 .....	277
8.1.2	差动快速回路 .....	277
8.1.3	使用增速缸的快速回路 .....	278
8.1.4	两种工作速度切换回路 .....	279
<b>8.2</b>	<b>方向控制回路 .....</b>	<b>280</b>
8.2.1	使用换向阀的换向回路 .....	280
8.2.2	连续换向回路 .....	281
8.2.3	双向液压泵换向回路 .....	283
8.2.4	锁紧回路 .....	284
8.2.5	定向回路 .....	284
<b>8.3</b>	<b>压力控制回路 .....</b>	<b>284</b>
8.3.1	调压回路 .....	284
8.3.2	增压和减压回路 .....	287
8.3.3	平衡回路 .....	288
8.3.4	卸载回路 .....	289
8.3.5	保压回路 .....	289
<b>8.4</b>	<b>多执行元件回路 .....</b>	<b>291</b>
8.4.1	顺序动作回路 .....	291
8.4.2	同步回路 .....	292
<b>8.5</b>	<b>多执行元件互不干扰回路 .....</b>	<b>295</b>
<b>8.6</b>	<b>其他液压回路 .....</b>	<b>297</b>
8.6.1	液压马达制动回路 .....	297

8.6.2	液压马达串并联回路	298
8.6.3	液压马达缓冲回路	298
8.6.4	过滤回路	299
8.6.5	冷却回路	300
8.6.6	热交换和辅助补油回路	300
<b>本章小结</b>		301
<b>思考题</b>		301
<b>习题</b>		302
<b>第9章</b>	<b>典型液压系统分析</b>	305
<b>9.1</b>	<b>液压系统的分类及阅读的基本方法</b>	305
9.1.1	按液体循环方式分类	305
9.1.2	按执行元件类型分类	306
9.1.3	按系统的回路组合方式分类	308
9.1.4	液压系统阅读的一般方法	310
<b>9.2</b>	<b>组合机床的液压系统</b>	311
9.2.1	概述	311
9.2.2	YT4543 型动力滑台液压系统工作原理	311
9.2.3	系统的特点	313
<b>9.3</b>	<b>压力机液压系统</b>	314
9.3.1	概述	314
9.3.2	液压系统工作原理	314
9.3.3	液压系统的特点	317
9.3.4	YB32-200 型压力机液压系统简介	317
<b>9.4</b>	<b>磨床液压系统</b>	318
9.4.1	概述	318
9.4.2	平面磨床液压系统	319
9.4.3	万能外圆磨床液压系统	322
9.4.4	磨床液压系统的特点	324
<b>9.5</b>	<b>汽车起重机液压系统</b>	324
9.5.1	概述	324
9.5.2	QY-8 型汽车起重机液压系统工作原理	324
9.5.3	QY-40 型汽车起重机液压系统原理	327
9.5.4	汽车起重机液压系统的特点	332
<b>9.6</b>	<b>单斗液压挖掘机液压系统</b>	333
9.6.1	概述	333
9.6.2	典型液压系统	334
9.6.3	挖掘机液压系统的特点	339
<b>9.7</b>	<b>塑料注射成型机液压系统</b>	340
9.7.1	塑料注射成型机组组成和注塑工作程序	340
9.7.2	SZ-250A 型注塑机液压系统	341

9.7.3 注塑机液压系统的特点 .....	346
<b>本章小结</b> .....	346
<b>习题</b> .....	346
<b>第 10 章 液压系统的设计</b> .....	351
10.1 液压系统的设计内容和步骤 .....	351
10.2 液压系统设计计算实例 .....	353
10.2.1 负载与运动分析 .....	353
10.2.2 确定液压缸参数 .....	354
10.2.3 拟定液压系统图 .....	356
10.2.4 液压元件、辅件的选择 .....	357
10.2.5 液压系统主要性能验算 .....	358
<b>附录 1</b> .....	362
<b>附录 2</b> .....	373
<b>参考文献</b> .....	379



# 第 1 章 绪 论

## 1.1 液压传动的概念和原理

### 1.1.1 液压传动的概念

一部机器通常由原动机、传动装置和工作机构三部分组成，另外，控制装置和辅助装置也是不可少的组成部分。原动机的作用是进行能量的转换，即将其他形式的能转换成机械能，是机器的动力源；工作机构的作用是耗能对外做功；传动装置和控制装置介于原动机和工作机构之间，进行动力传递、控制和分配。辅助装置的作用是次要的，又是必不可少的。按照传动的机件或工作介质，传动可分为机械传动、电力传动和流体传动。

流体传动可分为气压传动和液体传动。按工作原理不同，流体传动又可分为液力传动和液压传动，前者是利用流体的动能传递动力的，后者是利用液体的静压力进行能量转换和传递动力的，因而称之为静压传动。

液压传动是以密闭管路中的受压液体为工作介质，进行能量的转换、传递、分配和控制的技术，也被称为液压技术。

在上述概念中，将液体换成气体，便是气压传动。两者并在一起，简称液压与气动。

### 1.1.2 液压传动的工作原理

液压传动工作原理可用图 1-1 所示的液压千斤顶工作原理来说明。图中缸体 3 和柱塞 4 组成提升液压缸；杠杆 5、缸体 6、柱塞 7 和单向阀 8、9 组成手摇动力缸；2 为控制阀；10、11 和 1 分别为管道和油箱。当动力缸柱塞 7 向上运动时，油腔 A 密封容积变大，压力降低，形成局部真空，油箱 1 中的油液在大气压力作用下，顶开单向阀 8，经吸油管 11 进入 A 腔。当柱塞 7 向下运动时，A 腔油液受挤压，压力升高，迫使单向阀 8 关闭，单向阀 9 被打开而向 B 腔输送压力油，推动柱塞 4 上移，使负载 G 的位置升高。柱塞 7 动作快，重物 G 升高就快。如果杠杆 5 停止动作，B 腔油液压力迫使单向阀 9 关闭，重物 G 停止在新的位置上。如果打开控制阀 2，则 B 腔中油液经阀 2 流回油箱 1，重物 G 在重力作用下下降。阀 2 开度大，重物 G 下降快。

由液压千斤顶工作原理可以看出，手摇动力缸（手摇泵）的作用是将输入的机械能转变

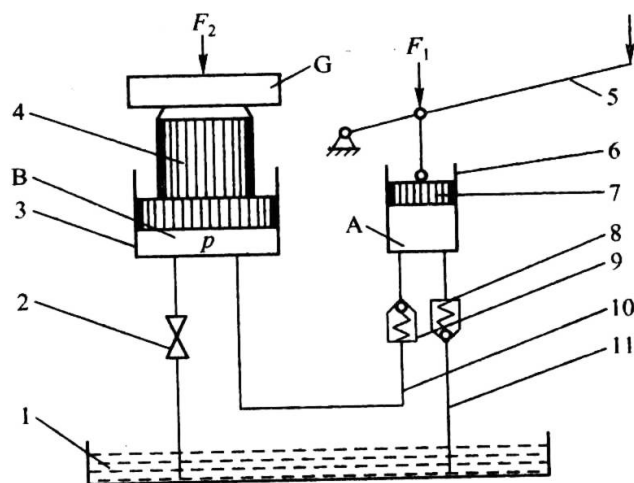


图 1-1 油液液压千斤顶工作原理图

1—油箱；2—控制阀；3、6—缸体；4、7—柱塞；5—杠杆；8、9—单向阀；10、11—管道。

成液体的压力能，利用密闭管路传递到提升缸，提升缸消耗液体压力能而做功（举起重物）。在这种能量转换和传递过程中，遵循如下基本原理。

### 1. 帕斯卡（Pascal）原理

帕斯卡静压传递原理即“施加于密封容器内平衡液体中的某一点的压力等值地传递到全部液体”，在图 1-1 所示的液压千斤顶中，不计管路和阀口损失，动力缸和提升缸两腔的液体压力  $p$  相等。因此有

$$F_1 / A_1 = p_1 = p = p_2 = F_2 / A_2 \tag{1.1.1}$$

或者 
$$F_2 = pA_2 = F_1A_2 / A_1 \tag{1.1.2}$$

式中  $A_1, A_2$ ——柱塞 7、4 的面积；  
 $F_1, F_2$ ——柱塞 7、4 上的作用力；  
 $p$ ——液压的静压力。

### 2. 液体连续性原理

如果不考虑液体的可压缩性、泄漏和构件的变形，则图 1-1 中小柱塞 7 下行挤压出的液体的体积等于推动大柱塞 4 上升的液体体积。即

$$A_1 ds_1 = A_2 ds_2 = dV \tag{1.1.3}$$

或者 
$$A_1 \frac{ds_1}{dt} = A_2 \frac{ds_2}{dt} = \frac{dV}{dt} \tag{1.1.4}$$

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 = Q \Rightarrow u_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{A_1}{A_2} u_1 \tag{1.1.5}$$

式中  $u_1, u_2$ ——分别为小柱塞和大柱塞的运动速度； $u_1 = ds_1 / dt$ ， $ds_1$  为小柱塞的位移；  
 $u_2 = ds_2 / dt$ ， $ds_2$  为大柱塞位移。

$Q$ ——管路中或大小柱塞腔的流量，指的是单位时间内通过过流断面的体积，即体积流量，简称流量。本书中无特别说明的流量即是指体积流量； $Q = dV / dt$ ， $dV$  为小柱塞腔输出或大柱塞腔输入的液体的体积； $dt$  为时间。

上式表明，在流量一定的情况下，大柱塞的运动速度与面积成反比，在柱塞面积一定的条件下，与流量成正比。只要连续改变手摇泵的流量，便可连续地改变提升缸活塞速度。

### 3. 能量守恒定律

在图 1-1 的液压千斤顶工作过程中，如果不计摩擦损失等因素，小柱塞做功为

$$W_1 = F_1 ds_1 = A_1 p ds_1 = p dV \tag{1.1.6}$$

大柱塞做功为

$$W_2 = F_2 ds_2 = A_2 p ds_2 = p dV \tag{1.1.7}$$

由上可知： $W_1 = W_2$ ，即液压传动符合能量守恒定律。如果以功率形式表示而有

$$P = \frac{dW}{dt} = F \frac{ds}{dt} = Fu = A_p u = pQ = p \frac{dV}{dt} \tag{1.1.8}$$

## 1.1.3 液压系统的组成部分及作用

由若干液压元件和管路组成以完成一定动作的整体称液压系统。如果液压系统中含有伺服控制元件（如伺服阀和伺服变量泵），则称液压伺服（控制）系统。如果不使用或明确说明使用了伺服控制元件，则称液压传动系统。本书中的液压系统即液压传动系统。液压系

统功能不一，形式各异，无论是简单的液压千斤顶，还是其他复杂的液压系统，都包括如下部分（见图 1-2 和图 1-3）。

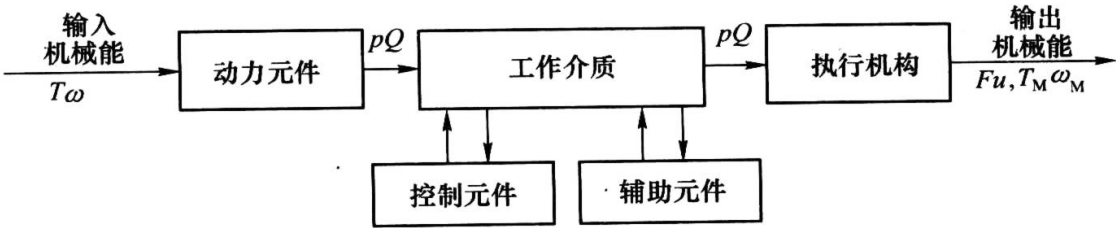


图 1-2 液压系统的能量转换及构成元件示意图

### 1. 动力元件

动力元件又称液压泵，其作用是利用密封的容积变化，将原动机（如内燃机，电动机）的输入机械能转变为工作液体的压力能（即液压能），是液压系统的能源（动力）装置。

### 2. 执行元件

将液压能转换成机械能的装置称为执行元件。这是与液压泵作用相反的能量转换装置，是液压缸和液压马达的总称。前者是将液压能转换成往复直线运动的执行元件，它输出力和速度；后者是将液压能转换成连续旋转运动的执行元件，它输出扭矩和转速。摆动液压马达（习惯称摆动液压缸）不可连续回转，只能往复摆动（摆动角小于  $360^\circ$ ）。

### 3. 控制元件

液压系统中控制液体压力、流量和流动方向的元件，总称为控制元件，通常称为液压控制阀，简称液压阀、控制阀或阀。

### 4. 辅助元件

辅助元件包括油箱、管道、管接头、滤油器、蓄能器、加热器、冷却器等。它们虽然称为辅助元件，但在液压系统中是必不可少的。它们的功能是多方面的，各不相同。

### 5. 工作介质

液压系统中工作介质为液体，通常是液压油，它是能量的载体，也是液压传动系统最本质的组成部分。系统没有工作介质也就不能构成液压传动系统，其重要性不言而喻。

某液压系统的构成元件如图 1-4 所示。

## 1.1.4 液压传动系统的图示方法

液压传动系统的图示方法有三种。

### 1. 装配结构图

装配结构图能准确地表达系统和元件的结构形状、几何尺寸和装配关系。但绘制复杂，不能简明、直观地表达各元件的功能。它主要用于设计、制造、装配和维修等场合，而在系统性能分析和设计方案论证时不宜采用。

### 2. 结构原理图（图 1-3）

结构原理图可以直观地表达各种元件的工作原理及在系统中的功能，并且比较接近元件的实际结构，故易于理解接受。但图形绘制仍比较复杂，难于标准化，并且它对元件的结构形状、几何尺寸和装配关系的表达也很不准确。这种图形不能用于设计、制造、装配和维修，对于系统分析又过于复杂，常用于液压元件的原理性解释和说明，在液压元件的理论分析和研究中也常用到。

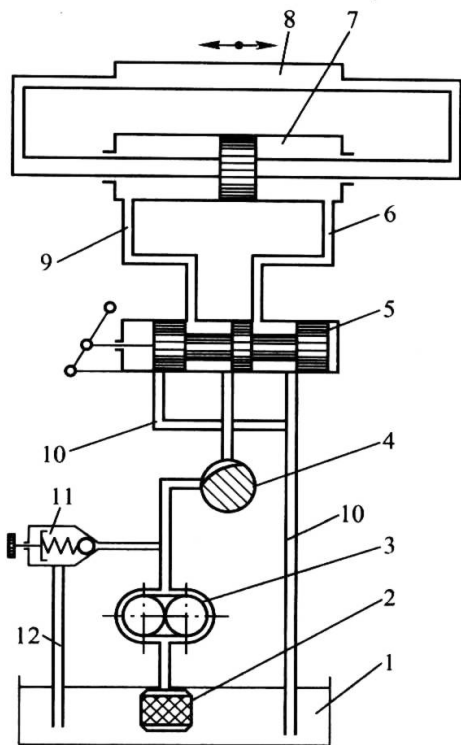


图 1-3 磨床工作台液压系统  
工作原理结构示意图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；  
4—流量控制阀；5—换向阀；6、9、10、12—管道；  
7—液压缸；8—工作台；11—溢流阀。

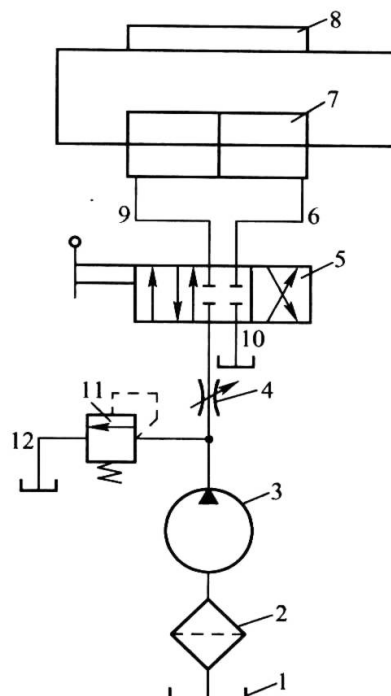


图 1-4 磨床工作台液压  
系统原理图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；  
4—流量控制阀；5—换向阀；6、9、10、12—管道；  
7—液压缸；8—工作台；11—溢流阀。

### 3. 职能符号图（图 1-4）

在液压系统中，凡是功能相同的元件，尽管结构和原理不同，均用同一种符号表示。这种仅仅表示功能的符号称为液压元件的职能符号。因此，用职能符号绘制液压系统图时，它们只表示系统和各元件的功能，并不表示具体结构和参数以及具体安装位置。

职能符号图是一种工程技术语言，其图形简洁标准、绘制方便、功能清晰、阅读容易，便于液压系统的性能分析和设计方案的论证。我国制定的液压及气动图形符号标准，与国际标准和多数发达国家的标准十分接近，是一种通用的国际工程语言。常用职能符号见附录。

用职能符号绘制液压系统图时，如无特别说明，均指元件处于静态或零位而言。常用方向性的元件符号（如油箱等）必须按规定绘制，其他元件符号也不得任意倾斜。但必须特别说明某元件在液压系统中的动作原理或结构时，允许局部采用结构原理图（亦称半结构图）表示。

## 1.2 液压传动的特点及应用

### 1.2.1 液压传动的主要优点

液压传动的主要优点如下。

(1) 可方便地实现大范围内的无级调速。调速范围可达 1000：1；调速功能不受功率大小的限制。这是机械传动和电传动都难以做到的。

(2) 与电传动相比，液压传动具有质量轻、体积小、惯性小、响应快等突出优点。统



计表明, 液压泵和液压马达的单位功率的质量, 目前仅为电动机的  $1/10$  左右, 或者说液压泵和液压马达单位质量的能容量为电动机的 10 倍左右。液压马达的力矩与转动惯量比(驱动转矩与转动惯量之比)约为电动机的 10 倍, 故加速性能好。电动机的响应时间为液压马达的 10 倍以上。液压马达的这种特点对伺服控制系统有重大意义, 它可以提高系统的动态性能, 使增益提高, 频带变宽。

(3) 液压传动均匀平稳, 负载变化时速度较稳定, 并且具有良好的低速稳定性。液压马达最低稳定转速可小于  $1\text{r/min}$ 。这是任何电动机都难以做到的。

(4) 借助于各种控制阀, 可实现过载自动保护, 也易于实现其他自动控制, 或机器运行自动化。特别是与电控制技术联用时, 易于实现复杂的自动工作循环。

(5) 由于液压元件是用管道连接的, 故可允许执行元件与液压泵相距较远; 液压元件可根据设备要求与环境条件灵活安装, 适应性强。

(6) 液压系统通常以液压油作为工作介质, 具有良好的润滑条件, 可延长元件使用寿命。

(7) 液压元件易于标准化、系列化和通用化, 便于设计、制造和推广应用。

### 1.2.2 液压传动的主要缺点

液压传动的主要缺点如下。

(1) 效率较低。在液压系统的动力传递过程中, 能量经过两次变换, 变换时存在着机械能和液压能损失, 故效率较低, 一般为  $75\%\sim 80\%$ 。

(2) 泄漏问题。液压系统的泄漏是不可避免的, 这是使人烦恼的问题。泄漏不仅使系统效率降低和影响传动的平稳性及准确性, 而且污染环境, 尤其石油基液压液, 当附近有火种或高温热源存在时, 泄漏可能导致着火而引发灾难事故。

(3) 对污染敏感。污染的工作介质对液压元件危害极大, 使磨损加剧, 性能变坏, 寿命缩短, 甚至损坏。磨损又使污染加剧。据统计, 液压系统的 70% 以上的故障多是由液压油的污染引起的。保持工作介质的清洁是极为重要的, 油液的清洁等价于液压系统的正常工作。

(4) 检修困难。液压系统一旦发生故障, 判断故障原因和部位都比较困难, 因此要求操作和维修人员, 应有较高的技术水平、专业维修知识和判断故障原因的能力。

(5) 对温度敏感。液压系统的性能和效率受温度变化影响较大, 一般不适于高温或低温环境工作。

(6) 液压元件加工精度要求较高。一般情况下, 液压系统要有独立的能源, 因而产品成本较高。

尽管液压传动有这些缺点, 但优点毕竟占主导地位, 并且某些缺点已在不同程度上得到克服, 这也是液压传动技术迅速发展和应用日益广泛的原因。

### 1.2.3 液压传动的应用

由于液压传动和控制技术具有独特的优点, 从民用到国防, 从一般传动到精度很高的控制系统, 都得到了广泛的应用, 近三十年尤其如此。

在国防工业中, 陆、海、空军的很多武器装备都采用了液压技术, 如飞机操舵装置、起落架和发动机自动调速装置, 坦克的稳定系统, 火炮随动系统, 雷达无线电扫描系统, 军

舰炮塔瞄准系统，消摇和稳定装置，导弹和火箭的发射控制系统等。

机床工业是应用液压技术最早的行业，目前机床传动系统有 85% 都采用了液压传动和控制技术，如磨床、刨床、铣床、插床、车床、剪床、组合机床和压力机等。

在工程机械中，普遍采用了液压技术，如挖掘机、轮船转载机、汽车起重机、履带推土机、自行铲运机和振动式压路机等。

在汽车工业中，液压越野汽车、液压自卸汽车、消防车等均采用了液压技术。

在冶金工业中，电炉自动控制系统，轧钢机的控制系统，平炉装料装置，转炉和高炉控制系统，带材跑偏及恒张力装置等都采用了液压技术。

在船舶工业中，液压技术的应用也很普遍，如液压控泥船、水翼船、气垫船和船舶辅助装置等。

在轻纺、化工和食品行业，如纺织机、印刷机、塑料注射机、食品包装机和瓶装机等也采用了液压技术。

近几年来，在太阳能跟踪系统、海浪模拟装置、船舶驾驶模拟系统、地震模拟装置、宇航环境模拟系统，核电站防振系统等高技术领域，也采用了液压技术。

总之，一切工程领域，凡是有机械设备的场合，均可采用液压技术。在大功率和自动控制的场合，尤其需要采用液压技术，液压技术的应用有着光明前景。

## 1.3 液压技术发展简况及趋势

### 1.3.1 液压技术发展简述

液压技术源于古老的水力学，它的发展与流体力学的研究成果、工程材料、液压介质等相关学科的发展紧密相联。液压技术的迅速发展是在 20 世纪中叶前后，目前已成为比较成熟的基础学科。

1650 年法国科学家帕斯卡提出了封闭静止液体的压力传递的 Pascal 原理；1686 年牛顿提出了描述黏性液体相对运动的内摩擦定律；到 18 世纪，流体力学的两个重要方程——连续方程（质量守恒方程）和伯努利方程（能量守恒方程）相继建立。这些理论成果为液压技术的发展奠定了理论基础。

1796 年英国人约瑟夫·布拉默研制了世界上第一台水压机，用于压紧羊毛、纺织原料和榨油等，是现代液压技术的工程应用的起始标志。水压机的发明与当时的铸铁等工程材料及一些新的制造方法出现相关。后来，由于电传动的发展，加之当时的技术条件尚不足以克服液压传动本身的缺陷，液压技术处于停滞状态。19 世纪后半叶，英国人阿姆斯特让发明了重锤式蓄能器和多种液压机械及液压元件，液压技术迅速发展，用于压力机、起重机、卷搓机和包装机等工业场合。1901 年前后，液压技术用于水轮机的调速器和大型阀的操纵装置。这是液压技术的又一重大应用。

1905 年—1908 年，美国工程师威廉斯和詹尼发明了以油液为工作介质的柱塞式液压机械，克服了水介质的润滑性差、易产生锈蚀等缺陷，使液压技术得到迅速发展。液压油取代水为工作介质是液压技术走向成熟的重要标志。

1900 年詹尼设计出第一台压力为 4MPa 的轴向柱塞泵；1906 年以油液为工作介质的液压传动装置首先用于海军战舰的炮塔俯仰装置；1910 年海勒·肖，1922 年汉斯·托马先后

研制出以油液为工作介质的径向柱塞泵；1930 年汉斯·托马研制出平面配流的斜轴式轴向柱塞泵，将泵的工作压力提高了一大步；1936 年哈里·威克斯又发明了先导式溢流阀；尤其是 20 世纪 30 年代丁腈橡胶等耐油密封材料的出现，使液压技术得以迅速发展。

第二次世界大战期间，军事迫切需要反应快捷、动作准确、功率大的液压传动系统及伺服机构用于各种军事装备，因此各种高压元件获得进一步的发展。1950 年以后，液压技术在许多领域诸如机床、工程机械、船舶机械、压力机械、冶金和轧钢机械、农业机械和汽车行业都得到了广泛应用，其间液压技术的主要成果有：球面配流的 Thoma 泵（斜轴式柱塞泵）1950 年用于工业生产；琼·墨西埃 1950 年研制出隔膜式气液蓄能器；20 世纪 50 年代初出现了快速响应的永磁力矩马达；1958 年美国麻省理工学院的布莱克本和李诗颖研制出喷嘴挡板式电液伺服阀，这是液压技术的又一重要成果。

20 世纪 60 年代到 70 年代是液压技术日臻完善、应用广泛并形成独立学科的年代。70 年代末到 80 年代初中国学者路甬祥发明了电液比例技术和插装阀技术，标志着液压技术又取得了重要进展。

近 20 年来尤其是近 10 年来，由于人们对环境保护的可持续发展的日益重视，加上材料科学的进展，西方国家十分重视以纯水为介质的液压技术研究，并在中压（14MPa~16MPa）液压系统中成功应用，这是液压技术令人关注的发展动向。中国的浙江大学和华中科技大学也在该方面进行了研究。

### 1.3.2 液压技术的发展趋势

随着近 50 年来的发展，液压技术已成为包括传动、控制和检测在内的，对现代机械装备的技术进步有重要影响的基础技术和基础学科；随着近 20 年来的电子技术、计算机技术和信息技术的迅速发展，液压技术不仅是一种传动方式，更多地是作为一种控制手段，作为连接微电子技术和大功率控制对象之间的桥梁，成为现代控制工程中重要的、不可缺少的环节和手段。例如国外 90% 的数控加工中心、95% 以上的自动线都采用了液压传动技术。因而采用液压传动的程度已成为衡量一个国家工业化水平的重要标志，世界先进国家都对液压技术的发展给予了高度重视。

当前液压技术向高压、高速、大功率、高效率、低噪声、高可靠性、高集成化方向发展并取得了重大进展，同时在完善比例控制、伺服控制、数字控制和机电一体化方向也取得了许多重大成果。新材料和新介质方向的研究也为液压技术的发展和完善提供了新的动力。当前液压技术的发展主要集中在以下 6 个方面。

（1）发展集成、交合、小型化和轻量化液压元件。随着液压系统复杂化程度的提高，要求液压元件具有高可靠性、减少配管、节省安装空间、易维修等特点，必须发展上述类型的液压元件。继集成块式、叠加阀式、插装阀式之后，近几年又出现了将控制元件附加在动力元件上的一体化复合液压装置。

（2）发展高性能的液压控制元件，适应机电一体化主机发展的需要。如开发低控功率阀门，研制适应野外条件的电液比例阀、高响应频率的电液伺服阀、低成本比例阀，以及不需要 A/D 和 D/A 转换、可直接与计算机接口的数字阀。

（3）以环境保护、安全和满足可持续发展为目标的绿色开发研究。如无污染的纯水液压技术及相关新材料、新工艺的开发和应用研究，降低元件和系统的噪声，减少泄漏和提高密封性能的应用研究。

(4) 提高元件和系统的可靠性。提高可靠性是一项系统工程，除科学设计、先进的材料及完善的工艺外，还应注意应用和维护的可靠性，系统的状况监测，故障诊断，降低元件对污染的敏感性。加强污染控制与新型工程材料的应用研究，对提高元件和系统的可靠性有重要意义。

(5) 以提高效率、降低能耗为目标系统匹配设计理论、方法和计算机对液压系统进行自适应控制手段研究。

(6) 技术标准化研究。设计的标准化、产品的规范化不但方便用户，也是行业发展所必需的。技术标准化的水平是行业技术发展水平的标志，在该方向，还有艰巨的工作。

中国自 20 世纪 50 年代末期开始发展液压工业，80 年代到 90 年代，国家对液压行业进行了重点改造，先后引进许多项国外技术，使我国液压行业的产品水平、产品开发水平和工艺装备水平有了大幅提高，但与国外先进水平相比尚有很大的差距。主要表现在产品技术含量低，品种规格少，标准化程度低，通用性差，产品寿命短，可靠性差，质量不稳定，自我开发能力差，拥有自主知识产权的技术少；在一些新的应用领域，如航天航空、水下和海洋工程、微型机械装置及高温明火环境下所急需的一些特殊元件，研究甚少，甚至处于空白状态。迅速改变这种落后状况，是中国液压技术界和工程界所面临的一项重要任务和迫切使命。

## 本章小结

液压传动是利用密闭在管路中的受压液体来传递力和运动的。在传动力时是基于 Pascal 原理；在传递运动时遵守质量守恒和能量守恒原理。流量和压力是液压系统的最重要参数。压力取决于负载，流量决定执行元件的速度。液压动力元件、执行元件、控制元件、辅助元件和工作介质都是液压系统的组成部分。

另外本章对液压系统传动的特点、应用、发展历史、现状和发展趋势作了概述。理解这方面的知识是必要的。

## 思考题

1. 何谓液压传动？其基本工作原理是什么？
2. 简述液压系统的组成部分及作用。
3. 概述液压传动的特点并举出一些应用实例。
4. 列举液压技术发展中的几项重要技术成果和成就。

## 习题

1-1 参看图 1-1，设小活塞直径为  $d=10\text{mm}$ ，行程  $h_1=20\text{mm}$ ，大活塞直径  $D=40\text{mm}$ ，重物  $G=5\times 10^4\text{N}$ ，杆长  $L=500\text{mm}$ ，小活塞轴线到杆件回转支点距离  $l=25\text{mm}$ 。试确定：



(1) 在杠杆末端所施加的可举起重物的力  $F$ ; (156N)

(2) 此时两活塞腔的液体压力  $p$ ; (39.8MPa)

(3) 杠杆往返一次重物上升的高度。(1.25mm)

**1-2** 若小活塞上有摩擦力  $f_1=20\text{N}$ , 大活塞上有摩擦力  $f_2=10^3\text{N}$ , 并且杠杆往复一次时, 密封容积中油液外泄漏量  $\Delta \bar{V}=0.2\text{cm}^3$ , 重新完成上题。(169N, 40.6MPa, 1.09mm)

## 第2章 工作介质

工作介质是液压系统的不可缺少的组成部分，其主要作用是完成能量的转换和传递，除此之外，还有散热、润滑、防止锈腐、减少磨损和摩擦、沉淀和分离不可溶污物等作用。

液压系统早期的工作介质主要是水，目前主要是矿物石油基液压油，尽管纯水和其他难燃（抗燃）液压液也在应用。工作介质是液压系统的血液，对液压系统的性能、寿命和可靠性有着重要影响，不同功能的液压系统对工作介质有不同的要求，这也是选择工作介质的主要依据，因而了解工作介质的基本知识是必要的。由于目前液压系统的工作介质主要是液压油，故本章主要介绍液压油的基本知识。为了方便，有时将油液、液压液、液体、流体视为同义语，尽管有细微差别。

### 2.1 液压油液的主要物理特性

#### 2.1.1 密度和重度

密度（重度）定义为单位体积液体的质量（重量），并用符号  $\rho$  ( $\gamma$ ) 表示为

$$\rho = m/V \quad (2.1.1)$$

$$\gamma = G/V \quad (2.1.2)$$

$$\gamma = \rho g \quad (2.1.3)$$

式中  $m$  —— 体积为  $V$  的液体的质量，kg；  
 $G$  —— 体积为  $V$  的液体的重量， $G = mg$ ，N；  
 $g$  —— 重力加速度， $g = 9.81$ ， $\text{m/s}^2$ ；  
 $V$  —— 液体的体积， $\text{m}^3$ 。

上述的密度  $\rho$  或重度  $\gamma$  为平均值，在液压传动理论分析中还是足够准确的，一般不引用点密度  $\rho = dm/dV$  或点重度  $\gamma = dG/dV$  的概念。 $\rho$  和  $\gamma$  都随温度升高而减小和压力升高而变大，反之亦真，但变化甚小，可视为常量。

#### 2.1.2 黏性和黏度

流体分子间的内聚力（引力）阻止分子间的相对运动而产生内摩擦力的特性称流体的黏性。黏度是对流体阻力（内摩擦力）的度量，即黏滞程度的定量表示。

##### 1. 牛顿黏性定律——黏度表达式

牛顿研究了流体的相对运动，于 1686 年提出了黏性流体的内摩擦定律（图 2-1）：

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2.1.4)$$

或者

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \tag{2.1.5}$$

式中
 

$A$ ——相对运动层面积， $\text{m}^2$ ；  
 $F$ ——相对运动层内摩擦力， $\text{N}$ ；  
 $\tau$ ——液体内部切应力（单位面积上内摩擦力）， $\text{Pa}$  或  $\text{N/m}^2$ ；  
 $\frac{du}{dy}$ ——速度梯度， $(\text{m/s})/\text{m}$  或  $1/\text{s}$ ； $u$  随  $y$  增大取“+”号，反之取“-”号；  
 $\mu$ ——比例系数，称动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

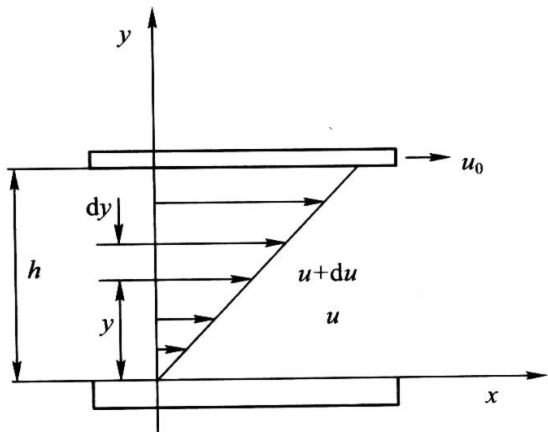


图 2-1 流体黏度示意图

2. 黏度的表示方法和单位

1) 动力黏度

式 (2.1.5) 中的  $\mu$  为油液（液体）种类和温度决定的比例系数，它表征液体黏性的内摩擦程度，称动力黏度或绝对黏度，它表示为

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \tag{2.1.6}$$

由上式知， $\mu$  为单位速度梯度下的单位面积上的内摩擦力，法定计量单位为  $\text{Pa}\cdot\text{s}=\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。满足式 (2.1.5) 或式 (2.1.6) 的液体（如油液、水、空气）称牛顿流体，反之称非牛顿流体（如胶质溶液、高分子溶液等）。

2) 运动黏度

运动黏度为动力黏度和密度的比值，用  $\nu$  表示，即

$$\nu = \mu / \rho \tag{2.1.7}$$

运动黏度  $\nu$  没有明确的物理意义，但在理论分析中常用到。因  $\nu$  在其单位中只有长度和时间的量纲，故称为运动黏度。 $\nu$  的法定单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ ，常用单位为  $\text{mm}^2/\text{s}$ 。工程中液体的黏度常用运动黏度表示，如机械油的牌号就是以这种油液在  $40^\circ\text{C}$  时的运动黏度  $\nu$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) 的平均值（中心值）来表示的。

3) 相对黏度

直接测量动力黏度很不方便，在工程上采用简单的方法，即测量液体的相对黏度（又称条件黏度）。它采用规定的黏度计，在规定的条件下测量液体的黏度。根据测量方法和条件不同，相对黏度有多种，中国和一些欧洲国家采用恩氏黏度 ( $^\circ\text{E}$ )，英国采用商用雷氏黏度 ( $^\circ\text{R}$ )，美国采用国际赛氏黏度 (SSV)。

恩氏黏度由恩氏黏度计测定：将  $200\text{cm}^3$  的被测液体装入底部有  $\phi 2.8\text{mm}$  小孔的恩氏黏度计中，在某特定温度  $T(^{\circ}\text{C})$  时，测定全部液体在自重作用下流过小孔所需的时间  $t_1$ ，与  $20^\circ\text{C}$  的同体积的蒸馏水流过同一小孔所需的时间  $t_2$  的比值，即该液体在  $T(^{\circ}\text{C})$  时的恩氏黏度，用符号  $^\circ\text{E}$  表示

$$^\circ\text{E} = t_1 / t_2 \tag{2.1.8}$$

工业上常用  $20^\circ\text{C}$ ， $50^\circ\text{C}$ ， $100^\circ\text{C}$  作为测定恩氏黏度的标准，分别以相应符号  $^\circ\text{E}_{20}$ ， $^\circ\text{E}_{50}$ ， $^\circ\text{E}_{100}$  表示。

恩氏黏度与运动黏度 ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) 的换算关系为

$$\nu = \left( 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \right) \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)} \tag{2.1.9}$$

### 3. 黏温特性

油液黏度随温度升高（降低）而变小（大）的特性称为黏温特性，可用黏度—温度曲线表示。部分液压介质的黏度—温度特性曲线如图 2-2 所示。

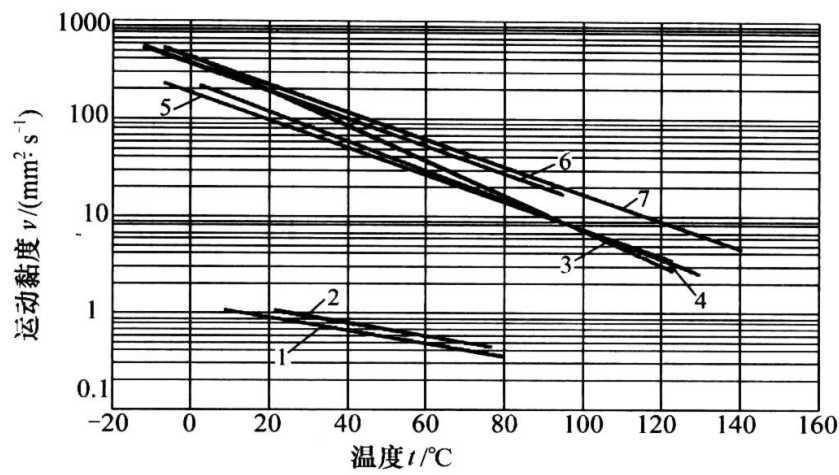


图 2-2 部分液压介质的黏度—温度特性

1—水；2—高水基液液压；3—磷酸酯；4—矿物油型液压油；5—高黏度液液压油；6—水—乙二醇；7—合成酯。

油液黏度随温度变化的程度，常用黏度指数 VI 表示：

黏度指数 VI=0~100 时，有

$$\text{VI} = \frac{\nu_L - \nu_V}{\nu_L - \nu_H} \times 100\% \tag{2.1.10}$$

式中  $\nu_V$  ——试样在 40℃时的运动黏度；

$\nu_L$  ——黏度指数 VI=0 的标准油样（通常为环烷基矿物油）在 40℃时的运动黏度，与试样在 100℃时的运动黏度相同；

$\nu_H$  ——黏度指数 VI=100 的标准油样（通常为石蜡基矿物油）在 40℃时的运动黏度，与试样在 100℃时的运动黏度相同。

黏度指数 VI≥100 时，有

$$\text{VI} = \frac{10^{N-1}}{0.00715} + 100 \tag{2.1.11}$$

$$N = \frac{\lg \nu_H - \lg \nu_V}{\lg \nu_V} \tag{2.1.12}$$

式中  $\nu_V$  ——试样 100℃时的运动黏度。

黏度指数 VI 值愈高，表示油液黏度受温度的影响愈小，其黏温特性愈好。对于一般液压系统要求，VI>90。目前许多专用液压油的黏度指数 VI≥100。VI 值不必计算，可以根据有关国家标准查出。

### 4. 黏压特性

黏度随压力的升高（降低）而增大（减小）的特性称黏压特性。部分液压介质的黏压特性曲线见图 2-3。运动黏度  $\mu$  与压力  $p$  的关系可表示为

$$\mu_p = \mu_0 e^{bp} \approx \mu_0 (1 + bp) \tag{2.1.13}$$



式中  $\mu_0$ ——液体在大气压时的运动黏度；  
 $\mu_p$ ——液体在压力为  $p$  时的运动黏度；  
 $b$ ——黏度压力系数， $b = (2 \sim 4) \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ 。

一般而言，对中低压传动系统，温度和压力对黏度的影响可不计。但对于高压系统，尤其润滑问题，必须考虑压力、温度，甚至混入的气体对黏度的影响。

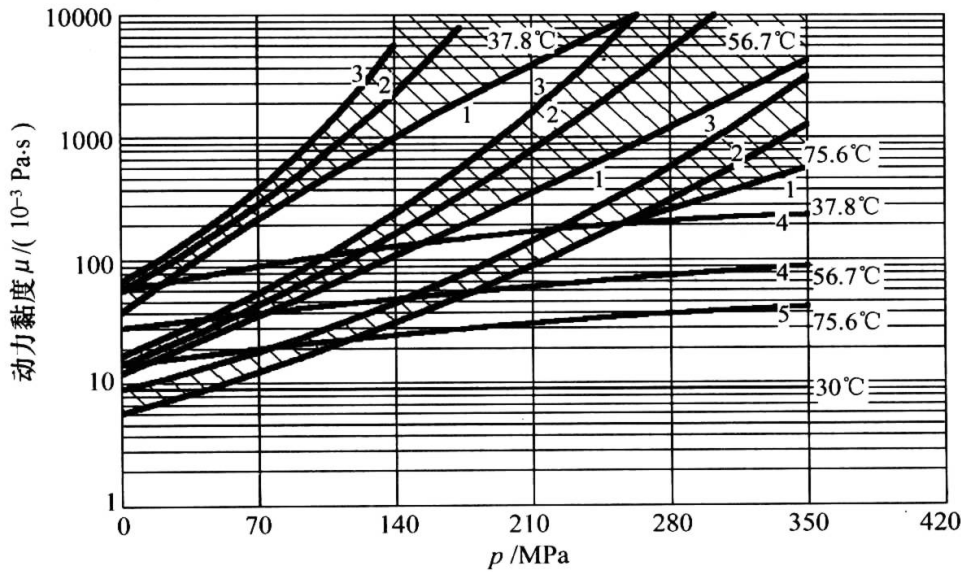


图 2-3 部分液压介质的黏度—压力特性

1—矿物液压油；2—磷酸酯；3—磷酸酯为基础的液体；4—水—乙二醇；5—水。

### 2.1.3 可压缩性

液（气）体受压后体积变小的特性称液（气）体的可压缩性。在一般计算时，液体的可压缩性可不计，但对元件或系统作动态分析时则不可忽略不计。液体受压，密度变大，体积变小（图 2-4），液体的可压缩性一般用可压缩系数——单位增大压力下的体积变化比率  $k$  表示为

$$k = \lim_{\Delta p \rightarrow 0} \left( -\frac{\Delta V / V}{\Delta p} \right) = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (2.1.14)$$

或者 
$$k = -\frac{1}{V} \left( \frac{V_1 - V}{p_1 - p} \right) \quad (2.1.15)$$

式中  $p, p_1$ ——初始和终止压力，Pa；

$V, V_1$ ——压力为  $p$  和  $p_1$  时的流体体积， $\text{m}^3$ ；

$dp, \Delta p$ ——压力增量，Pa；

$dV, \Delta V$ ——压力增到  $p_1 = p + dp$  时流体的体积减少量， $\text{m}^3$ 。

流体的可压缩性还可以用可压缩系数  $k$  的倒数——体积弹性模量  $\beta_e$  表示为

$$\beta_e = k^{-1} = -V \frac{dp}{dV} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\rho} \quad (2.1.16)$$

式中  $\rho$ ——流体的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

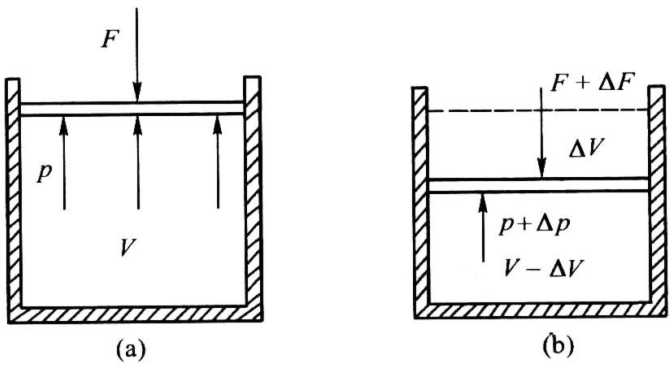


图 2-4 液体可压缩性

(a) 初始状态；(b) 终止状态。

在液压系统中， $\beta_e$  为软量，不同的试验方法和试验装置测到的  $\beta_e$  值各不相同。一般油液的  $\beta_e$  的平均值约为  $(1.2 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。若油液中混入空气（不可避免）， $\beta_e$  则明显降低。建议取  $\beta_e = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{ MPa}$  的中间值  $\beta_e = 900 \text{ MPa}$ 。

### 2.1.4 热力学特性

#### 1. 体积膨胀性

在压力不变时，液体体积随温度升高而变大的特性称体积膨胀特性，其大小可用体积膨胀系数  $\alpha_T$  表示

$$\alpha_T = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta T} = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dT} \tag{2.1.17}$$

式中  $V$  ——温度为  $T$  时的体积， $\text{m}^3$ ；  
 $\Delta T$  ——温度变化量， $\Delta T = T_1 - T$ ， $T$  为初始温度， $^\circ\text{C}$ ；  
 $\Delta V$  ——温度变化  $\Delta T$  时的体积增大量， $\text{m}^3$ 。

#### 2. 比热容

单位质量的液体上升单位温度所需的热量称比热容。对于石油型液压液，比热容  $c = (1700 \sim 2100) \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

#### 3. 导热系数

导热系数  $\lambda$  定义为沿热流传导方向单位温度梯度下，单位时间内通过单位法向面积的热量，即

$$\lambda = -\frac{H}{At \Delta T / \Delta l} = -\frac{\Delta H}{A \Delta t dT / dl} = -\frac{dH}{A dt dT / dl} \tag{2.1.18}$$

式中  $\lambda$  ——流体导热系数， $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ，矿物石油基液压油在常温下的导热系数  $\lambda = 0.12 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s}) \sim 0.15 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s})$ ；  
 $H$  ——流体传热量， $\Delta H, dH$  为长度  $\Delta l$  上的热量变化量， $\text{J}$ ；  
 $A, \Delta A, dA$  ——与传热方向垂直的法向面积， $\text{m}^2$ ；  
 $\Delta T$  ——长度  $\Delta l$  上的温度差， $^\circ\text{C}$ ；  
 $\Delta l$  ——传热距离， $\text{m}$ ；  
 $t, \Delta t, dt$  ——经历的时间， $\text{s}$ 。

### 2.1.5 其他物理特性

#### 1. 剪切安定性

在规定条件下，液压油（液）抵抗剪切作用保持其黏度和与黏度有关的性质不变的能力。

#### 2. 含水量和含灰量

油液中含水重量的百分数，称含水量或水分；油液在规定条件下燃烧后所得剩下残物重量百分数，称含灰量和灰分。两者的数量均是愈小愈好。

#### 3. 凝点

在规定条件下，冷却油液到停止移动时的最高温度，称凝点，一般油液的工作温度要高于凝点  $10^\circ\text{C}$  以上。

#### 4. 抗泡沫性和空气释放能力

油液在规定条件下，使充入油液中的气泡迅速上浮消失的能力，称抗泡沫性，其值愈

小愈好。油液释放分散在自身体系中的雾沫空气的能力，称空气释放能力，其值愈大愈好。

### 2.1.6 液体中的气体对液体性能的影响

液体中所含气体体积的百分比，叫气体含量。气体在液体中的存在形式有两种：混合和溶解。前者以气泡形式游离于液体中，混入的气体使液体黏度变大和体积弹性模降低，如前所述。空气的混入量取决于液体品种、与气体接触和搅拌情况。但压力升高使一部分混合在液体中的气体溶解在液体中。溶解在液体中的气体以分子状态均匀混和在液体中，对液体的黏度和体积弹性模数无影响。溶解量与绝对压力成正比，但压力低于某值时，溶解在液体中的空气以气泡状态析出。

液压传动中的高压液体，一般都是被密封的，不与气体接触。只有油箱中的液体与空气接触面积大，接触时间长。这时的绝对压力通常为 1 个大气压 ( $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ )。因此，液压系统中液体的空气含量  $a_0\%$  都是接近 1 个大气压时的溶解量计算的。石油基液压油在一个大气压下的空气溶解量  $a_0\% = 5\% \sim 10\%$ 。

液压系统中某些局部位置的绝对压力可能低于 1 个大气压而形成真空状态。这时一定温度下的液体的空气溶解量  $a\% < a_0\%$ ，这个差值  $(a_0 - a)\%$  称为气体的过饱和量。这时，这部分气体将迅速从液体中游离出来形成小气泡。这种现象称为液体的气穴现象。如果压力下降不多，仅有少量微小气泡析出，称轻微气穴。它对液压系统的工作没有明显危害。如果液体压力下降较多时，过饱和空气量  $(a_0 - a)\%$  迅速增加，使大量气体形成较大气泡，迅速从液体中游离出来，称严重气穴。它使液压系统容积效率明显降低，液体的有效体积模数显著减小，并产生振动和噪声。这是因为，当分离出来的气泡随液体到高压区时，气体又将溶解或液化，使气泡迅速破灭，产生局部液压冲击。由于发生气穴而使元件表面腐蚀，称为气蚀。气蚀现象会大大缩短液压元件的工作寿命，恶化系统的性能，必须防止发生。液体产生严重气穴时的绝对压力，称空气分离压力  $p_g$ 。如果液体的绝对压力进一步低到  $p_g$  以下的某值，不仅溶解在液体中的空气几乎全部析出，而且液体本身也开始汽化、沸腾。这种现象就是激烈气穴。这时的绝对压力称此温度下的液体的饱和蒸气压  $p_t$ 。 $p_t$  值取决于液体品种和温度。同一液体的  $p_t$  值随温度上升而增大。一般说来， $p_g > p_t$ ，因而发生激烈气穴情况并不多见。如果出现这种情况，其危害当然更为严重。

## 2.2 液压油的化学特性及对液压油的一般要求

### 2.2.1 液压油液的有关化学特性

#### 1. 防锈蚀性

防锈蚀性是指油液阻止与其相接触的金属材料生锈和被腐蚀的能力。液压油中不可避免地存在水和空气，水分子和空气中氧的作用会使金属材料产生锈蚀。另外，液压油中其他化学添加剂发生氧化或水解反应后，产生的腐蚀性物质也会使金属材料产生锈蚀。液压元件的锈蚀影响系统的正常工作和寿命。

油液的腐蚀性可用酸值评价。中和 1g 油液中的酸性物质所需的氢氧化钾的毫克数称酸性。酸值高的油液腐蚀性强。提高油液防腐蚀的能力的主要方法是添加防腐添加剂，它与金属表面形成牢固的吸附膜，或使金属表面形成钝化膜，防止金属材料表面与腐蚀介质接触而

起到防锈蚀作用。常用添加剂有十二烷基丁二酸，二壬基萘磺酸钡等。

**2. 氧化稳定性和热稳定性**

氧化稳定性是指油液抵抗与含氧物质（如空气）起氧化反应而引起性质发生永久变形的能力，或者说是油液与含氧物质接触条件下保持原有性质的能力。油液被氧化后可能形成固体沉淀物和胶状物及酸性物质，使元件发生锈蚀、磨损而引起阻尼孔堵塞以诱发故障。良好的氧化稳定性可使油液延长使用寿命。为提高氧化稳定性，通常加入抗氧化添加剂。抗氧化添加剂有游离基抑制剂、过氧物质分解剂和金属钝化剂三种类型。

热稳定性是油液抵抗热作用而引起性质发生永久变形的能力。当油液温度达到一定程度时，油液产生裂化或聚合作用，前者产生挥发性较高的物质，后者产生树脂物质、焦油甚至焦炭。油液工作温度较高时热稳定性变差。一般情况下油液的温度都限制在 50℃ 以下。

**3. 抗磨性**

抗磨性是一种与润滑黏度无关，主要靠加入的添加剂在对偶表面形成润滑膜而减少磨损的一种性能。液压元件中存在若干重载、交变或高速滑动的摩擦副，理想的状况是摩擦副处于完全流体润滑状态，而不能处于干摩擦状态。实际情况是摩擦副不可能一直处于完全流体润滑状态，如在启动、低速运动、重载和高温等情况下，润滑油膜可能还没有建立起来或油液厚度过薄而处于干摩擦状态使摩擦阻力增加、磨损加剧，加速元件磨损失效。为使在难以形成流体润滑情况下免除干摩擦，必须提高油液的抗磨性，即在油液中加入油性添加剂和极压抗磨添加剂，在摩擦运动副表面形成很薄（0.1 μm 以下）、但润滑性能良好的边界润滑膜，避免干摩擦，这种润滑状况称边界润滑。边界润滑的形成及其润滑性能与介质黏度无关，而主要与添加剂有关。

常用的抗磨添加剂有油酸、硫化鲸鱼油、硫化烯氢棉子油等。这类润滑剂在低温轻载条件下有良好润滑性能，在高温条件下不能起作用。在高温重载条件下就应加入极压添加剂，它与金属表面活性较大的原子产生化学反应而形成化学反应膜。化学反应膜有较高的强度，能承受较大载荷，防止摩擦副咬合、烧结和减少摩擦。常用极压添加剂有二烷基二硫代磷酸锌等。添加了极压添加剂的液压油称抗磨液压油。

**4. 密封适应性和材料的相容性**

油液作用于密封弹性体时，对密封件尺寸和力学性能的影响程度和适应性能，称油液的密封相适应性。良好的密封适应性意味着油液对密封件尺寸和力学性能影响极小，对密封材料的适应范围广。

油液与它接触的金属、非金属及涂料之间不发生相互损坏和显著影响性能的特性称为与材料的相容性。与材料的相容性涵盖密封适应性。油液对密封材料的影响主要表现为使其产生溶膜、软化和硬化，导致密封性能下降，泄漏增加。矿物石油基液压油对皮革（硫化物浸渍）、丁腈橡胶、聚硫橡胶、氟橡胶和聚氨酯橡胶材料有良好的相容性和密封适应性。其他液压介质与密封材料的相容性可参看表 2-1。

**5. 难燃性**

油液受高温热源或明火影响而不着火或难于着火并保持持续燃烧的能力，称难燃性；它是用闪点和燃点描述的。在规定条件下，加热油液逸出的蒸汽和空气形成的混合物，与火苗接触发生瞬间闪火时的最低温度称闪点。如果与火焰接触即会着火，并持续燃烧 5s 所需的最低温度称燃点。闪点和燃点以℃表示。闪点高的油液难于燃烧。矿物基液压油存在着火的危险。乳化液、水—乙二醇液压液和磷酸酯液压液等具有良好阻燃性。



表 2-1 液压介质与密封材料的相容性

密封材料	矿物型液压液	水—乙二醇	磷酸酯液	矿物油—磷酸酯混合油	油包水乳化液	高水基液
皮革（石油浸渍）	良好	不可	良好	中等	不可	不可
皮革（硫化液浸渍）	优秀	良好	不可	不可	优秀	优秀
天然橡胶（NR）	不可	良好	中等	中等	不可	不可
氯丁橡胶（CR）	中等	优秀	不可	不可	中等	中等
丁腈橡胶（NBR）	优秀	优秀	不可	不可	优秀	优秀
丁苯橡胶（SBR）	不可	优秀	不可	不可	不可	不可
丁基橡胶（IIR）	不可	优秀	优秀	中等	不可	不可
聚硫橡胶（TR）	优秀	优秀	中等	中等	中等	中等
硅橡胶（SI）	中等	不可	不可	中等	中等	中等
氟橡胶（FPM）	优秀	优秀	良好	优秀	优秀	优秀
聚氨酯橡胶（AUEU）	优秀	不可	不可	不可	不可	不可
乙丙橡胶（EPM）	不可	优秀	优秀	良好	不可	不可
聚丙烯酸酯橡胶（ACM）	中等	不可	不可	不可	不可	不可
氯磺化聚乙烯橡胶（CSM）	中等	良好	不可	不可	中等	中等

6. 抗乳化性和水解稳定性

油液阻止与水混合形成乳化液的能力称抗乳化性。水解稳定性是指油液抵抗与水起化学反应的能力。

几乎所有矿物基油液都具有不同程度的吸水性，以致达到饱和状态。当含水量超过饱和状态时，过量的水则以水珠状态悬浮在油液中，或以自由状态沉积在油液底部。自由状态的水在系统中经过激烈搅动（如通过阀口等）往往形成乳化液（微小水珠分散在作为连续相的油液中），很难从油液中分离出来。

水是油液中的非常有害的物质。为清除油液中的水分，应在油液中加入适量破乳剂，使水不易与油液形成乳化液，而是处于游离状态，以便分离出来。破乳剂是一种表面活性剂（石油磺酸盐是一种典型破乳剂），对矿物石油基油液很有意义。油液还应具有良好的水解稳定性——抵抗与水起化学反应的能力。

7. 操作特性

操作特性是指油液的毒性、气味、颜色和贮存特性。油液应当无毒，气味应好闻或无味，颜色应易于识别，希望油液能长期存放而不变质且无苛刻存放条件。

2.2.2 对液压油的一般要求

各种液压系统的功能、工作参数、应用环境和使用条件不同，对工作介质的要求也不同。但对以油液为工作介质的液压系统，一般有如下要求。

（1）适当的黏度和良好的黏温特性。黏度过高，运动部件阻力增大，温升快；管道压力损失增加，可能导致液压系统产生吸空或气穴现象。黏度过低，容积损失增大，润滑性变差，可能导致干摩擦，机械损失增加，运动件磨损加快。所以黏度应适当并保持稳定。

（2）良好的相容性。油液必须与系统的材料（金属、橡胶、塑料、涂料等）具有良好相容性，反之可使密封件的密封性能和力学性能变差或损坏。溶解的涂料会使油液污染、变质，这是十分有害的。

(3) 良好的抗磨性(润滑性)。这与油液黏度相关。一般来说,黏度大的油液抗磨性好,特殊情况下应考虑选择抗磨液压油。

(4) 良好的抗氧化稳定性和热稳定性。油液被氧化后产生酸性物质,容易造成材料表面腐蚀。氧化生成的黏滞状物易造成滤油器堵塞,影响系统正常工作。油液在较高温度下很少或不发生裂化及交合化学作用,使长链分子破坏,产生树脂状沥青、焦油等有害物质。

(5) 良好的流动性和抗燃性。良好的流动性意味着油液的凝点要低,使系统可在较低温度下启动和运行。良好的抗燃性要求油液的闪点和燃点要高,这对于接近高温热源或明火的液压设备来说是十分重要的。

(6) 良好的抗乳化性和抗泡沫性。良好的抗乳化性要求油液与水接触时不形成乳化液,而是使水成自由状态,以便分离出来。油液中混入空气是极为有害的;良好的抗泡沫性要求当空气混入时,油液内不易产生微小气泡或泡沫,即使产生了,也会迅速长成大气泡逸出而自行破灭。

(7) 清洁性好。清洁的油液是保证液压系统工作的重要条件。良好的清洁性要求油液中水分、灰分、酸性物质尽可能少。

(8) 良好使用特性。要求无毒、无害和对人体无明显刺激作用,容易保存,成本低,经济性好。

为使油液满足上述单项或多项要求,要在油液中加入各种添加剂,如抗磨性、抗压性、抗氧化性、防锈性、防腐性、抗泡沫剂、降凝剂和黏度指数改进剂等。

## 2.3 液压工作介质的类型

液压传动的工作介质(液压液)可分为矿物(石)油基液压液和难燃液压液,后者包括高水基液压液、合成液和纯水 3 种形式。

### 2.3.1 矿物(石)油基液压液

液压油是以石油的精炼物为基础,加入各种添加剂调制而成的。在 ISO 分类中,产品型号为 HH、HM、HL、HR、HG、HV 型油液为矿物(石)油基液压液。该产品品种多,成本较低,性能好,需要量大,使用范围广,为液压系统的主导工作介质(占总量的 85%左右)。现简介如下。

#### 1. HH 液压油

这是一种基础性或母液压油——不含任何添加剂的精炼矿物油。其他各种液压油都是在此基础上加入不同添加剂调制而成的。它虽列入液压油的分类中,因其稳定性差,易起泡等,不宜作为传动介质使用。

#### 2. HL 液压油

这是普通液压油,俗称机械油;其中 H 表示液压系统用的工作介质, L 表示润滑剂和有关产品,有 HL10,15,22,32,45,100 等规格。数字序号表示该产品在 40℃ 的运动黏度( $\text{mm}^2/\text{s}$ ),可用于低压液压系统和机床主轴箱、齿轮箱润滑。

#### 3. HM 液压油

该产品有 HM15,22,32,46,68,100,150 等 7 个品种,它是在 HL 的基础上添加油性剂和极压抗磨剂、金属钝化剂等制成的。它广泛用于各类低、中、高压液压系统及中等负荷的机械

润滑部位。

#### 4. HR 液压油

本产品有 HR15, 32, 46 等 3 个品种。它是在 HL 液压油基础上, 添加黏度指数添加剂而成的。油液黏度随温度变化小, 或黏温特性好, 黏度指数高, 又称高黏度指数液压油或数控液压油。它适用于数控机床中的液压系统或装有伺服阀的液压系统。

#### 5. HG 液压油

该产品有 HG32、68 两种规格。它是在 HM 液压油的基础上添加抗黏滑剂而成的, 适用于导轨和液压系统共用一种油液的机床, 具有良好润滑性和防止低速爬行特性, 称为导轨液压油。

#### 6. HV 液压油

HV 液压油即低温液压油, 称低凝工程稠化液压油。有 HV15, 22, 32, 46, 68, 100 等 6 个品种。它是在 HM 液压油的基础上又添加了降凝剂, 改善了低温性能。本产品适用于 $-40^{\circ}\text{C}\sim-20^{\circ}\text{C}$ 的工作环境, 适用于寒冷环境下的中、低、高压液压系统, 如常被工作条件恶劣的户外工程机械这样的液压系统所采用。

HS 液压油也是低温液压油, 有 HS10, 22, 32, 46 等 6 个品种。它的低温黏度比 HV 液压油更小, 主要用于严寒地区。

#### 7. 专用液压油

(1) 航空液压油。本产品为优质液压油, 具有良好的黏温性、低温性和氧化稳定性。在常温下黏度偏低, 且价格昂贵, 主要用于飞机液压系统。地面高压、高品质液压系统也可选用本产品。

(2) 炮用液压油。本产品是添加了增黏、防锈、抗氧化剂而制作的低黏度、低凝点液压油, 用于高射炮和坦克稳定性液压系统。

(3) 舰用液压油。本产品为精制液压油, 含有增黏、抗氧、防锈、抗磨、抗泡沫等多种添加剂, 适用于各种舰船液压系统。

### 2.3.2 难燃液压液

难燃液压液可分为三种: 高水基液压液、合成液和纯水。

#### 1. 高水基液压液

高水基液压液分为高水基乳化液、高水基合成液和高水基微孔乳化液和油包水乳化液。高水基液压油通常称水包油乳化液, 有 HFAE7、10、15、22、32 这 5 个品种。它由 95% 的水和 5% 的矿物油 (或其他型油类) 及多种添加剂的浓缩液混合而成, 形成以水为连续相、油为分散相的水包油型液压液, 呈乳白色。国内煤矿液压系统支架系统 (高压) 广泛使用这种液压液。

高水基合成液不含油, 由 95% 的水和 5% 的含有多种水溶性添加剂的浓缩液混合而成, 透明, 抗磨性优于 HFAE, 适用于低压系统。

高水基微孔乳化液, 是由 95% 的水和 5% 的含有高级润滑油与多种添加剂 (含油性和极压添加剂) 的浓缩液混合而成, 半透明。与 HFAE 的主要区别是油以非常微小粒子 ( $2\mu\text{m}$ ) 的形式分散在水中。兼有 HFAE 和 HFAS 的优点, 适用于中低液压系统。

油包水乳化液是由 40% 的水和 60% 的精制矿物油和多种添加剂混合而成, 油为连续相, 水为分散相, 呈乳白色。性能接近液压油, 价格低, 乳化稳定性差。在冶金轧钢的中低

液压系统中应用较多，本产品有 HFB22、32、46、68、100 这 5 个品种。

## 2. 合成液压液

HFCC（水—乙二醇）。本产品中水占 35%~55%，乙二醇占 20%~40%，增黏剂约占 10%~15%，其余为添加剂。具有良好抗燃性，主要用于防火液压系统，可在-20℃~65℃环境中使用，黏度指数 VI=140~170，稳定性好，使用寿命长。武钢和宝钢等进口液压设备中大量使用。本产品有 HFC15、HFC22、HFC32、HFC46、HFC68、HFC100 这 6 个品种。

HFDR（无水合成液）。应用较多的是磷酸酯合成液，该产品有 HFDR15、HFDR22、HFDR32、HFDR46、HFDR68 这 5 个品种，工作温度为-20℃~65℃。它以无水磷酸酯为基础，加各种添加剂制成。抗燃性好，缺点是价格昂贵（为液压油的 5~8 倍），对环境污染严重，有刺激性气味和轻微毒性，与普通橡胶密封件和涂料不相容，适用于需要防燃的高温高压系统。

## 3. 纯水

水是液压传动最早使用的介质，后因其缺陷被液压油取代。目前液压工作介质中，油液仍占主体地位。随着人们对环境安全和可持续发展的重视及绿色概念的流行，人们发现作为液压技术弃儿的水有环保、安全和价格低廉等优点，重新被重视，这是近 20 年的事情。这就产生了纯水液压技术。何谓纯水尚无统一结论，一般认为是自然状态的水或被物理加工过的自然状态的水，但不含任何化学添加剂应是确定的。国外已研制出压力为 14MPa~16MPa 的液压系统并投入工业生产，纯水液压元件还形成一定规模的商品市场。纯水原来固有的缺点并没有消失，人们寄希望于材料科学和新工艺、新的设计理念。纯水液压技术的发展，尚有许多困难，但应引起足够重视。

# 2.4 工作介质选择使用和维护

## 2.4.1 工作介质的选择

正确选择液压系统的工作介质，对于保障液压系统的性能，提高可靠性和延长使用寿命都是极其重要的。正确选择步骤可概括为：根据环境条件选择工作介质的类型，根据系统性能选择工作介质的品种和进行经济指标评价。

### 1. 根据环境条件选择工作介质类型

通常情况应首先考虑液压油作为工作介质；在存在高温热源、明火、瓦斯、煤尘等易燃易爆环境下，应当选择 HFA 或 HFB 型乳化液（难燃液）；在食品、粮食、医药、包装等对环境保护要求较高的液压系统中，应选择纯水或高水基乳化液（HFA）作为工作介质。在高温环境下，应选择高黏度液压液。低温环境下，应选择低凝点液压液。若环境温度变化范围较大，应选择高黏度指数或黏滞特性优良的液压液。

### 2. 根据系统条件选择工作介质品种

确定液压液类型后，应根据液压系统的性能和使用条件，如工作压力、泵的类型、工作温度及变化范围、系统的运行和维护时间，选择液压液的品种。液压系统的工作介质的主要指标是黏度和黏度指数 VI。试验证明，液压泵的最佳工作黏度接近最小允许黏度。黏度指数通常要求 VI>90，要求较高时 VI>100。



液压液的选择可参看表 2-2 和表 2-3。

表 2-2 根据环境及工况条件选择液压液实例

<div>工况</div> <div>环境</div>	压力：小于 7MPa 温度：50℃以下	压力：7~14MPa 温度：50℃以下	压力：(7~14)MPa 温度：50℃~80℃以下	压力：14MPa 以上 温度：80℃~100℃
室内、固定液压设备	HL	HL 或 HM	HM	HM
露天、寒冷或严寒区	HR 或 HV	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS
高温或明火附近，井下	HFAS 或 HFAM	HFB、HFC 或 HFAM	HFDR	HFDR

表 2-3 厂家推荐的液压泵、液压马达的适用黏度范围

厂家	元 件	推荐黏度/( mm <sup>2</sup> /s )		
		黏度上限	黏度下限	正常工作范围
Vickers	直轴式柱塞泵、马达	220	13	13~54
	齿轮式、叶片式、弯轴式泵、马达	860	13	13~54
	低速大扭矩叶片马达	110	13	13~54
	普通阀	500	13	13~54
	比例阀	500	13	13~54
	伺服阀	220	13	13~54
Rexroth	柱塞泵	1000	10	16~36
	齿轮泵	1000	10	10~300
Bosch	各类元件	200~800	10	12~100
Denison	轴向柱塞泵	160	10	30
	叶片泵	110	10	30

3. 经济性的综合评价

要得到较好的经济综合指标，需要综合考虑液压液成本、使用寿命、维护及安全周期等情况。

2.4.2 工作介质的使用和维护

国内外大量统计资料表明，在液压系统的故障中，70%~80%是对液压液的使用和管理不当引起的。为保证液压系统长期有效、可靠地工作，应特别注意液压液的使用和维护。

(1) 使用前应验明液压油品种、牌号和性能符合液压系统技术要求；新液压系统首次注入油液或老系统换油时，应对系统进行清洗；新注入的油液必须经过过滤、净化，使油液中污染物符合技术要求；油液不能随意混用；未使用的油液应按技术要求存放。

(2) 使用中的管理和维护

1) 控制液压液的工作温度

各类液压液的允许温度见图 2-5。液压系统的启动温度以 15℃~30℃为宜，工作温度以 40℃~50℃为宜，因而油箱中应设置热交换器；对于要求高的系统，还必须设置温度控制器。

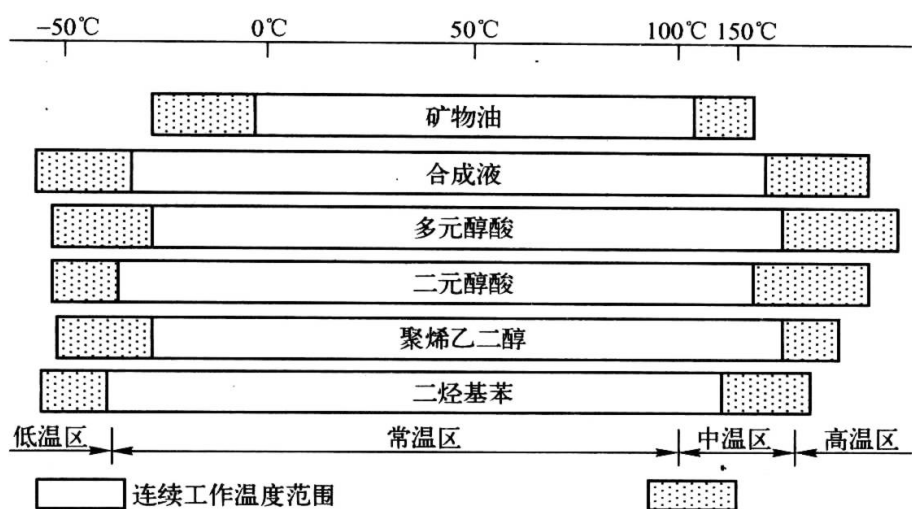


图 2-5 液压液的许用温度范围

### 2) 定期抽样检验及更换

液压液应定期更换，它的酸值、黏度、水分及杂质是确定其是否需要更换的重要指标。液压液的更换周期和更换极限指标，见表 2-4 和表 2-5。

表 2-4 液压液更换周期

种 类	普通液压阀	专用液压阀	机械液	汽轮机液	水包油乳化液	油包水乳化液	磷酸酯
更换周期（月）	12~18	>12	6	12	2~3	12~18	>12

表 2-5 不同液压液技术指标

液压液性能	普通 液压液	抗磨 液压液	低凝 液压液	磷 酸 酯
40℃黏度变化(%)	10~15	10~15	10	(37.8℃)(7~7.5) mm <sup>2</sup> /s )
污垢含量 (mg/100mL)	10	10	10	——
水分 (%)	0.1	0.1	0.1	0.5
酸值增加 (mgKOH/g)	0.3	0.3	0.3	——
相对密度 (油 15℃/水 4℃) (%)	0.05	0.05	0.05	(25℃) 相对密度 1.055
铜片腐蚀 (100℃, 3h) (μm )	2	2	2	——
闪点 (℃)	60	60	60	——
凝点 (℃)	——	——	——	-60 以下

### 3) 污染控制

液压液的污染是液压系统发生故障的主要原因。液压系统的污染来源见表 2-6。为描述污染程度，我国制定了国家标准（表 2-7）。典型液压元件、液压系统的污染等级及液压元件对过滤精度的要求分别见表 2-8、表 2-9 和表 2-10。

表 2-6 污染来源

外界侵入的污染物			工作过程中产生的污染物	
液压液运输过程中带来的污染物	液压元件组装时残留下来的污染物	从周围环境混入的污染物	液压元件中相对运动磨损时产生的污染物	液压液物理化学性能变化时产生的污染物

表 2-7 污染度技术指标

等级 代号	污 染 度 (污物颗粒数/mL 油液)	等级 代号	污 染 度 (污物颗粒数/mL 油液)	等级 代号	污 染 度 (污物颗粒数/mL 油液)
30	$>5000 \times 10^3$	20	$>5 \times 10^3 \sim 10 \times 10^3$	10	$>5 \sim 10$
29	$>2500 \times 10^3 \sim 5000 \times 10^3$	19	$>2500 \sim 5000$	9	$>2.5 \sim 5$
28	$>1300 \times 10^3 \sim 2500 \times 10^3$	18	$>1300 \sim 2500$	8	$>1.3 \sim 2.5$
27	$>640 \times 10^3 \sim 1300 \times 10^3$	17	$>640 \sim 1300$	7	$>0.64 \sim 1.3$
26	$>320 \times 10^3 \sim 640 \times 10^3$	16	$>320 \sim 640$	6	$>0.32 \sim 0.64$
25	$>160 \times 10^3 \sim 320 \times 10^3$	15	$>160 \sim 320$	5	$>0.16 \sim 0.32$
24	$>80 \times 10^3 \sim 160 \times 10^3$	14	$>80 \sim 160$	4	$>0.08 \sim 0.16$
23	$>40 \times 10^3 \sim 80 \times 10^3$	13	$>40 \sim 80$	3	$>0.04 \sim 0.08$
22	$>20 \times 10^3 \sim 40 \times 10^3$	12	$>20 \sim 40$	2	$>0.02 \sim 0.04$
21	$>10 \times 10^3 \sim 20 \times 10^3$	11	$>10 \sim 20$	1	$>0.01 \sim 0.02$
				0	$\leq 0.01$

表 2-8 液压元件对污物控制要求 (  $\mu\text{m}$  )

产品等级	各类液压泵	液压马达	液压缸	摆动液压缸	一般液压阀	比例控制阀	伺服阀	蓄能器	滤油器 (壳体)
优等品	16/13	16/13	16/13	17/14	16/13	14/11	13/10	16/13	15/12
一等品	18/15	18/15	18/15	19/16	18/15	15/12	14/11	18/15	16/13
合格品	19/16	19/16	19/16	20/17	19/16	16/13	15/12	19/16	17/14

表 2-9 不同系统的精度要求 (  $\mu\text{m}$  )

系 统 类 型	12/9	13/10	14/11	15/12	16/13	17/14	18/15	19/16	20/17	21/18	22/19
污染极敏感系统											
伺服及数控机床系统											
高压系统											
中压或机床及重型设备											
低压或重型与行走设备											
行走设备与冶金设备											
低敏感系统											

表 2-10 液压元件对过滤精度要求 (  $\mu\text{m}$  )

液压元件	过滤精度	液压元件	过滤精度	液压元件	过滤精度	液压元件	过滤精度
齿轮泵和齿轮马达	50	低增益伺服阀	10	液压控制阀	30	节流阀	小于孔径
叶片泵和叶片马达	30	高增益伺服阀	5	溢流阀	10~15	橡胶密封	25~30
柱塞泵和柱塞马达	20	液压缸	50	调速阀	10~15	滑动零件	小于间隙

## 本章小结

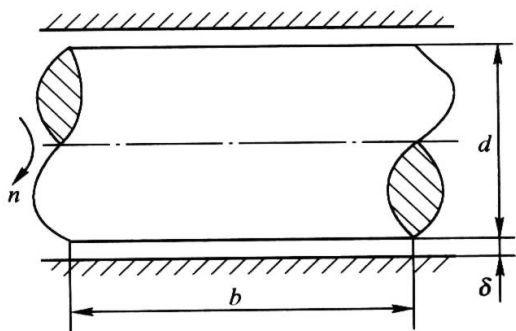
本章重点是介绍液压油的物理特性，其中黏度和可压缩性是油液的最重要特性。对于黏性、黏度、牛顿黏性定律、动力黏度、运动黏度、相对黏度、黏度指数、压缩系数和体积弹性模量等必须重点掌握，要注意油液的牌号是以  $40^{\circ}\text{C}$  时的运动黏度 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) 中心值为命名依据的。其他知识如油液类型、品种及相关特性，液压系统对油液的要求，油液选择原则，使用和管理应有一定的了解。

## 思考题

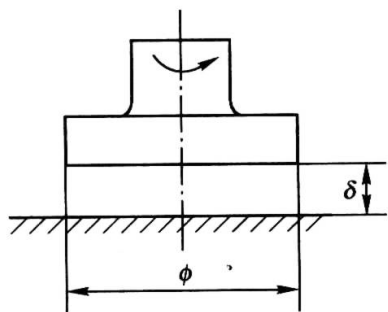
1. 何谓油液的黏度和黏性？测定油液黏度的标准温度是什么？
2. 何谓动力黏度、运动黏度、相对黏度？黏度单位是什么？
3. 牛顿黏度定律中动力黏度的物理意义是什么？
4. 何谓黏温特性？黏度指数的大小有何意义？
5. 何谓油液的可压缩性、压缩系数和体积弹性模量？
6. 空气混入、温度和压力变化，对油液的黏度和体积弹性模数  $\beta_e$  有何影响？
7. 液压系统对液压油有何要求？基本选择原则是什么？为改善油液特性，常用哪些化学添加剂？
8. 保持液压系统的油液清洁是十分重要的。污染物来源是什么？如何保持油液的清洁？

## 习题

- 2-1 滑动轴承如题图 2-1 示，轴承和转轴间隙  $\delta = 1\text{mm}$ ，轴转速  $n = 180\text{r/min}$ ，轴径  $d = 15\text{cm}$ ，轴承宽  $b = 25\text{cm}$ ，油液动力黏度  $\mu = 2.5 \times 10^{-1}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。试确定轴承表面摩擦力、轴承扭矩和消耗的功率。
- 2-2 直径  $\phi 200\text{mm}$  的圆盘如题图 2-2 所示，与固定端面间隙  $\delta = 0.02\text{mm}$ ，其间充满油液，油液运动黏度  $\nu = 34.5\text{mm}^2/\text{s}$ ，密度  $\rho = 870\text{kg/m}^3$ 。当圆盘以  $n = 1200\text{r/min}$  旋转时，求所需转矩和功率。



题图 2-1



题图 2-2

- 2-3 在半径  $R_0=10\text{cm}$ ，轴径  $r_0=9.8\text{cm}$ （参看题图 2-1），宽  $b=15\text{cm}$  的滑动轴承中，当轴径以  $1500\text{r/min}$  的转速转动时，所需转矩为  $T=38\text{N}\cdot\text{m}$ ，试确定油液动力黏度。
- 2-4 密闭容器内，当压力  $p_0=0.5\text{MPa}$  时，油液体积  $V_0=2\text{L}$ ，当压力升高到  $p_1=5\text{MPa}$  时，计算体积压缩量。
- 2-5 密封容积  $V=0.1\text{m}^3$  的容器中充满油液，温度  $T_1=10\text{ }^\circ\text{C}$ 。设体积膨胀系数  $\alpha=9\times 10^{-3}/^\circ\text{C}$ ，体积弹性模数  $\beta_e=1400\text{ MPa}$ 。不计容器本身变化，当环境温度上升到  $40^\circ\text{C}$ ，密封容器中的压力上升多少？



# 第3章 液 压 泵

## 3.1 概 述

### 3.1.1 液压泵的概念及分类

依靠密封工作容积变化实现吸压油（液）作用，从而将输入机械能转换成液压能的装置称容积式液压泵，简称液压泵或泵。提供输入机械能的原动机通常为电动机或燃油机。前者多用于工作位置固定场合，后者多用于野外或可移动机械装备中。液压泵的作用是向液压系统的执行元件提供动力而完成预定的工作，又称液压系统动力源，是液压系统的核心元件和重要组成部分之一。

液压泵形式多种多样，为便于掌握一类液压泵的相关知识，通常将它分为若干类型。最常见的分类方法是根据液压泵的结构形式和特点，分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等；同一类液压泵在结构上也有不同形式，如表 3-1 所列。根据几何排量是否可调节（或变化、改变）可分为定量泵和变量泵，前者的几何排量是固定不变的，后者的几何排量是可调节的（通常是连续调节）。齿轮泵、双作用叶片泵为定量泵；单作用叶片泵为变量泵；柱塞泵通常为变量泵，也有定量泵。根据旋转运动方式可分为单向液压泵和双向液压泵，前者仅允许按同一方向连续转动，后者可正反向连续转动。液压泵通常为单向液压泵，部分轴向柱塞泵为双向液压泵。液压泵图形符号如图 3-1 所示。

表 3-1 液压泵的类型及特点

类 型		性 能 特 征				价格	变量	其 他	额定压力/MPa
		吸入性能	流量脉动	噪声	最高转速				
齿 轮 泵	外啮合	较好	最大	较大	很高	最低	不能	齿轮通常用渐开线齿形	低压泵 2.5 高压泵可至 25
	内啮合	较好	小	较小	高	低	不能	齿轮通常用渐开线或摆线齿形	
叶 片 泵	双作用	一般	很小	很小	低	中	不能	常用于要求噪声比较低的场合	低压 6.3 中压 16 高压 32
	单作用	一般	小	小	低	中	能		~16
螺杆泵		最好	最小	最小	最高	高	不能	用于低噪声场合，抗污染性能好	~10
轴 向 柱 塞 泵	斜盘式	差	大	最大	中	高	能	有通轴式和不通轴式两种	~40
	斜轴式	差	大	最大	中	高	能	流量及功率最大，多用于大功率场合	
阀式配流柱塞泵		最差	大	很大	低	高	困难	在结构上有轴向式和径向式两种	~70
径向柱塞泵		差	大	很大	低	高	能	使用较少	~40

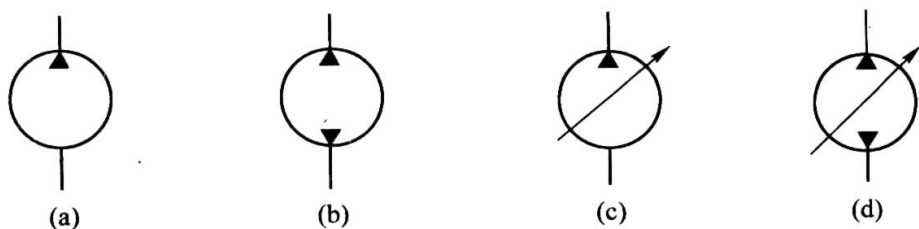


图 3-1 液压泵图形符号

(a) 单向定量泵；(b) 双向定量泵；(c) 单向变量泵；(d) 双向变量泵。

### 3.1.2 液压泵工作原理

液压泵是靠密封腔容积变化来工作的。图 3-2 为液压泵工作原理图。柱塞 2 与缸体 3 构成密封工作容积，当凸轮 1 由原动机带动旋转时，柱塞 2 在凸轮 1 和弹簧 4 的作用下在泵体内作往复运动。柱塞右移时，密封腔 5 容积变大，产生局部真空，油箱中油液在大气压力作用下经单向吸油阀 6 进入泵内，实现吸油；柱塞左移时，密封腔 5 容积变小，油液受挤压，经单向压油阀 7 输出到系统，实现排油。偏心轮连续转动，液压泵不断吸油和排油，油液就连续不断地供向液压系统。由图 3-2 中的单柱塞泵工作过程，可以概括出液压泵基本工作原理（或条件）：

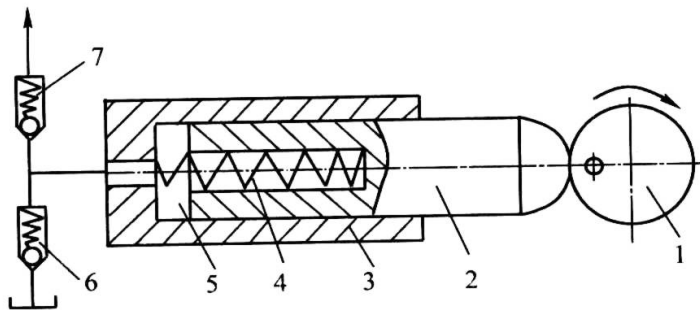


图 3-2 容积式液压泵工作原理图

1—凸轮；2—柱塞；3—缸体；4—弹簧；5—密封工作腔；6—吸油阀；7—压油阀。

(1) 高、低压腔要隔开。高、低压腔串通时，是不能工作的，在图 3-2 中，单向阀 6 和 7 的作用是将高、低压腔隔开。

(2) 必须构成可变的密封容积并具有匹配的配流方式。构成密封容积、密封容积可变化及相应的配流方式，三者缺一均不可能完成吸液和排液。换言之，这一条件是必须构成可变的密封容积，密封容积变大时可吸液，变小时可排液，与密封容积变化相适应的吸排液结构形式即配流方式。图 3-2 中的单柱塞泵是利用单向阀配流的，若单向阀 6 或 7 之一反向，则不可工作。

(3) 油液吸入压力不低于大气压，这是液压泵完成吸液的外部条件。

以上三点称为液压泵工作的三个条件或三要素，事实上，在分析某液压泵工作原理时，上述三个条件都是具备的，只需分析密封容积的构成及变大时油液从何处如何吸入，变小时油液从何处如何排出即可。

### 3.1.3 液压泵性能参数及计算

液压泵的性能参数主要包括工作压力、转速、流量和功率等。

1. 压力

液压泵的压力参数主要是工作压力  $p_B$  和额定压力  $p_{BR}$ 。

1) 工作压力  $p_B$

它是指液压泵在工作时输出油液的压力，即泵出油口处压力，也称为系统压力,记为  $p_B$ 。压力取决于系统中阻止液体流动的阻力。阻力（负载）增大，工作压力升高；反之，则工作压力降低。或者说压力决定于负载。

2) 额定压力  $p_{BR}$

它是指在保证液压泵容积效率、使用寿命和额定转速的前提下，泵连续长期运转时允许使用的最大压力，记为  $p_{BR}$ 。它是泵在正常工作条件下，按实验标准规定能连续运转的最高压力。 $p_{BR}$  通常在铭牌上标注，亦称铭牌压力，通常符合技术规范规定的公称（标准）压力。

除此之外还有最高允许压力  $p_{Rmax}$ ，它是指泵在短时间内所允许超载使用的极限压力，它受泵本身密封性能和零件强度等因素的限制。

3) 吸入压力  $p_{Bi}$

指泵的吸入口处压力，亦称入口压力或背压。

由于用途不同，液压系统所需要的压力也不同，为了便于液压元件的设计、生产和使用，将压力分为几个等级，见表 3-2。

表 3-2 压力分级

压力分级	低 压	中 压	中高压	高 压	超高压
压力/MPa	0~2.5	2.5~8	8~16	16~32	>32

2. 转速

1) 额定转速  $n_{BR}$

即设计转速，它是按实验标准规定作满载连续运行的转速，一般在泵的铭牌中标志出，也称铭牌转速，常用单位为 r/min。

2) 最高转速  $n_{Bmax}$

为保证使用性能和使用寿命所允许的最高转速。

3) 最低转速  $n_{Bmin}$

为保证使用性能所允许的最低转速。

转速过高会导致吸液不足而产生气穴现象，转速过低将导致容积效率降低。通常情况下，泵的实际转速会随负载增大而略有降低，但在理论分析或计算中，一般认为泵的转速为常数，不因负载大小而变化。

3. 几何排量  $q_{Bv}$

泵轴转一圈，不计尺寸偏差、缝隙及变形等因素，由密封腔几何尺寸变化而得出的排液体积数或几何空间变化量称几何排量或几何理论排量，也可简称为排量，常用单位为 mL/r。当密封腔几何尺寸复杂而不易计算时，可在低压无泄漏情况下，用实验方法确定之。

4. 流量

1) 额定流量  $Q_{BR}$

根据实验结果推荐，在额定压力下必须保证的实际流量。

## 2) 理论流量 $Q_{Bt}$

不考虑泄漏量，根据几何排量计算的液压泵的输出流量。根据流体力学有

$$Q_{Bt} = n_B q_{Bv} \times 10^{-3} \quad (3.1.1)$$

式中  $q_{Bv}$  ——几何排量， mL/r；  
 $n_B$  ——液压泵转速， r/min；  
 $Q_{Bt}$  ——理论流量， L/min。

## 3) 实际流量 $Q_B$

即液压泵实际运行时，在不同压力下泵的输出或出口流量。按流量连续方程，它等于理论流量  $Q_{Bt}$  与泄漏流量  $\Delta Q_B$  之差，即

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_{Bv} = n_B q_{Bv} - \lambda_B \Delta p_B \quad (3.1.2)$$

式中  $\lambda_B$  ——液压泵泄漏常数， L/(MPa·min)；  
 $\Delta p_B$  ——吸排液口压力差，  $\Delta p_B = p_B - p_{Bt}$ ， MPa；  
 $p_B$  ——出口压力， MPa；  
 $p_{Bt}$  ——入口压力， MPa；  
 $\Delta Q_B$  ——泄漏流量， L/min。

其他见式 (3.1.1) 中定义。

在实际计算中，由于液压泵出口压力  $p_B$  远远大于入口压力  $p_{Bt}$ ，通常取  $\Delta p_B \approx p_B$ ；另外，在不明确给出口压力的情况下，入口压力按大气压力或相对吸入压力  $p_{Bt} = 0$  处理。

## 4) 瞬态流量 $Q_B(t)$

指液压泵在某一瞬间的输出流量，通常指它的瞬态理论流量，多用于对液压泵性能的理论研究与分析中。

# 5. 功率和效率

## 1) 液压泵能量转换及损失

液压泵输入能量为机械能，输出能量为液压能；如果在这个转换过程中没有能量损失或是理想的，这时输入机械能等于输出液压能。实际上，在这一能量转换过程中，既有因摩擦而引起的输入机械能的损失，又有因泄漏而引起的液压能的损失。或者说输入的机械能在扣除因机械摩擦造成的能量损失后，剩余的机械能才全部转换为液压能；而这一部分液压能在输入过程中，又因泄漏造成的液压能量损失而减少，减少后的液压能即液压泵的输出液压能。这种能量转换关系通常以功率（单位时间内的能量）来表示。如果液压泵的输入机械功率为  $P_{Bi} = T_{Bi} \omega_B$ ，机械功率损失为  $\Delta P_f$ ，液压功率损失为  $\Delta P_v$ ，输出液压能为  $P_B$ ，则有

$$P_B = P_{Bi} - \Delta P_f - \Delta P_v \quad (3.1.3)$$

如图 3-3 所示。

## 2) 理论功率 $P_{Bt}$ 和输出功率 $P_B$

为方便，假定液压泵吸入压力为大气压力，出口压力为  $p_B$ ， $p_B$  大小由负载决定；则液压泵的理论输出液压功率即无泄漏流量损失下的液压功率  $P_{Bt}$  可由流体力

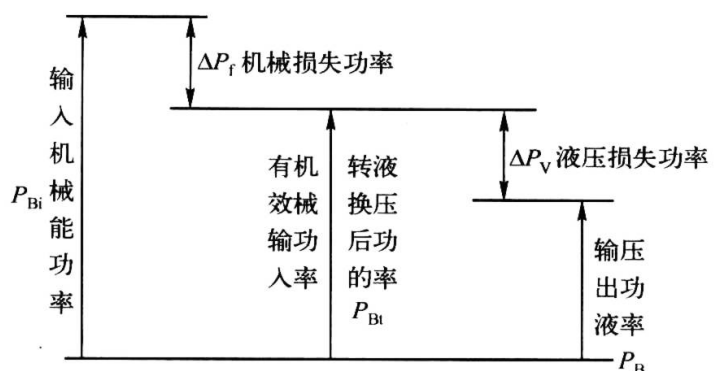


图 3-3 液压泵能量转换示意图

学知识给出如下:

$$P_{Bt} = \frac{p_B V_t}{t} = p_B Q_{Bt} = p_B n_B q_{Bv} \quad (3.1.4)$$

式中  $P_{Bt}$  —— 液压泵理论输出液压功率, W;

$Q_{Bt}$  —— 液压泵理论流量,  $Q_{Bt} = n_B q_{Bv}$ ;

$n_B$  —— 液压泵转速, r/s;

$q_{Bv}$  —— 液压泵几何排量,  $m^3/r$ 。

液压泵实际输出 (或输出, 或出口) 液压功率  $P_B = P_{Bt} - \Delta P_V$ , 在计算中这样表示多有不便, 为此引入液压泵的容积效率  $\eta_{Bv}$  的概念,  $\eta_{Bv}$  定义为液压泵出口流量  $Q_B$  与理论流量  $Q_{Bt}$  之比, 即

$$\eta_{Bv} = \frac{Q_B}{Q_{Bt}} = \frac{Q_{Bt} - \Delta Q_B}{Q_{Bt}} = 1 - \frac{\lambda_B p_B}{n_B q_{Bv}} \quad (3.1.5)$$

由式 (3.1.5) 可得出

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_B = Q_{Bt} \eta_{Bv} = n_B q_{Bv} \eta_{Bv} \quad (3.1.6)$$

则液压泵的输出功率  $P_B$  可表示为

$$P_B = P_{Bt} - \Delta P_r = p_B Q_{Bt} - p_B \Delta Q_B = p_B Q_B = p_B Q_{Bt} \eta_{Bv} = P_{Bt} \eta_{Bv} \quad (3.1.7)$$

3) 液压泵的输入功率  $P_{Bi}$  和机械效率  $\eta_{Bm}$

按液压泵能量转换方式, 液压泵输入机械功率  $P_{Bi}$  可表示为

$$P_{Bi} = T_{Bi} \omega_B = P_{Bt} + \Delta P_f = P_B + \Delta P_V + \Delta P_f \quad (3.1.8)$$

式 (3.1.8) 在应用中多有不便, 为此引入液压泵的机械效率  $\eta_{Bm}$ ,  $\eta_{Bm}$  的概念与普通机械设备的传动效率的概念是一致的。由于液压泵的输入机械功率  $P_{Bi}$  在扣除机械损失  $\Delta P_f$  后的输出功率即液压泵的理论输出功率, 故  $\eta_{Bm}$  定义为

$$\eta_{Bm} = \frac{P_{Bi} - \Delta P_f}{P_{Bi}} = \frac{P_{Bt}}{P_{Bi}} \quad (3.1.9)$$

由式 (3.1.9) 可求液压泵输入机械功率  $P_{Bi}$  为

$$P_{Bi} = T_{Bi} \omega_i = \frac{P_{Bt}}{\eta_{Bm}} = \frac{P_B}{\eta_{Bm} \eta_{Bv}} = \frac{P_B Q_B}{\eta_B} \quad (3.1.10)$$

式中  $\eta_B$  —— 液压泵的总效率,  $\eta_B = \eta_{Bm} \eta_{Bv}$ ;

$\omega_i$  —— 液压泵输入轴转速, rad/s;

$T_{Bi}$  —— 液压泵输入轴上的转矩, N·m;

其他字符前面已定义。

## 6. 液压泵输入转矩 $T_{Bi}$

液压泵的输入转矩  $T_{Bi}$  也是常用的计算参数。在式 (3.1.10) 代入  $\omega_i = 2\pi n_B$  及

$P_{Bt} = p_B n_B q_{Bv}$ , 则有

$$T_{Bi} = \frac{p_B n_B q_{Bv}}{2\pi n_B \eta_{Bm}} = \frac{p_B q_{Bv}}{2\pi \eta_{Bm}} \quad (3.1.11)$$

式中  $q_{Bv}$  —— 液压泵几何排量,  $m^3/r$  (或 mL/r);

$p_B$  —— 液压泵工作压力, Pa (或 MPa);



$\eta_{Bm}$  —— 液压泵机械效率;

$T_{Bi}$  —— 液压泵输入转矩,  $N \cdot m$ 。

### 7. 液压泵的特性曲线

液压泵的输出流量  $Q_B$ 、容积效率  $\eta_{Bv}$ 、机械效率  $\eta_{Bm}$  及总效率  $\eta_B$ 、输入功率  $P_{Bi}$  是在额定工作压力和额定转速下评定的。当液压泵工作压力  $p_B$  变化时, 上述参数随工作压力  $p_B$  变化的曲线称液压泵的特性曲线, 如图 3-4 所示。它是液压泵在特定的工作介质、转速和油液温度等条件下通过实验得出的。由图 3-4 可知, 液压泵在零压时的流量即为  $Q_{Bt}$ 。由于泵的泄漏量随压力升高而增大, 所以泵的容积效率  $\eta_{Bv}$  及实际流量  $Q_B$  随泵的工作压力升高而降低, 压力为零时的容积效率  $\eta_{Bv}=100\%$ , 这时的实际流量  $Q_B$  等于理论流量  $Q_{Bt}$ 。总效率  $\eta_B$  开始随压力  $p_B$  的增大很快上升, 接近液压泵的额定压力时总效率  $\eta_B$  最大, 达到最大值后, 又逐步降低。由容积效率和总效率这两条曲线的变化可以看出机械效率的变化情况。泵在低压时, 机械摩擦损失在总损失中所占的比例较大, 其机械效率  $\eta_{Bm}$  很低。随着工作压力的提高, 机械效率很快上升。在达到某一值后, 机械效率大致保持不变, 从而表现出总效率曲线几乎和容积效率曲线平行下降的变化规律。

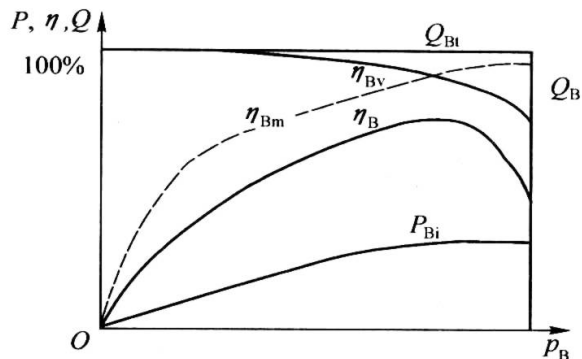


图 3-4 液压泵的性能曲线

### 3.1.4 液压泵参数计算举例

液压泵参数计算是液压系统设计的一部分或基本出发点, 在计算中常见的错误有两种: 计算式中的使用单位不一致, 而在计算结果中的单位使用不恰当。为避免发生错误, 建议计算中将给出单位统一为国际单位, 而计算结果要用习惯使用单位, 如流量单位为  $L/min$ , 转速单位为  $r/min$ , 压力单位为  $MPa$ , 功率单位为  $kW$  等。现举计算例题如下。

例 3-1 某液压泵几何排量为  $10 mL/r$ , 工作(出口)压力为  $10 MPa$ , 转速为  $1500 r/min$ , 泄漏系数  $\lambda_B = 2.5 \times 10^{-6} mL/Pa \cdot s$ , 机械效率为  $0.90$ 。试求: (1) 输出流量; (2) 容积效率和总效率; (3) 输入、输出和理论功率; (4) 输入和理论输入转矩。

解: (1) 输出流量  $Q_B$ 。液压泵理论流量  $Q_{Bt}$  为

$$Q_{Bt} = n_B q_{Bv} = 1500 \times 10 (mL/min) = 15 (L/min) \quad (1)$$

液压泵泄漏流量  $\Delta Q_B$  为

$$\Delta Q_B = \lambda_B p_B = 2.5 \times 10^{-6} \times 10 \times 10^6 \times 60 (L/min) = 1.5 (L/min) \quad (2)$$

所以液压泵输出流量  $Q_B$  为

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_B = 15 - 1.5 = 13.5 (L/min) \quad (3)$$

(注: 将  $\lambda_B$  的单位  $mL/Pa \cdot s$  变成  $60 mL/Pa \cdot min$  方便。)

(2) 容积效率  $\eta_{Bv}$  和总效率  $\eta_B$ 。

容积效率  $\eta_{Bv}$  为

$$\eta_{Bv} = \frac{Q_B}{Q_{Bt}} = \frac{13.5}{15} = 90\% \quad (4)$$

总效率  $\eta_B$  为

$$\eta_B = \eta_{Bm} \eta_{Bv} = 0.90 \times 0.90 = 81\% \quad (5)$$

(3) 输入、输出和理论功率。理论液压输出（理论机械输入）功率  $P_{Bt}$  为

$$P_{Bt} = p_B Q_{Bt} = 10 \times 10^6 \times \frac{15 \times 10^{-3}}{60} (\text{W}) = 2.5 (\text{kW}) \quad (6)$$

输出功率（出口液压功率） $P_B$  为

$$P_B = P_{Bt} \eta_{Bv} = 2.5 \times 0.9 = 2.25 (\text{kW}) \quad (7)$$

输入机械功率  $P_{Bi}$  为

$$P_{Bi} = \frac{P_{Bt}}{\eta_{Bm}} = \frac{2.5}{0.9} \approx 2.78 (\text{kW}) \quad (8)$$

(注：要将流量 15L/min 化为  $\frac{15 \times 10^{-3}}{60} \text{m}^3/\text{s}$  的形式。)

(4) 输入和理论输入转矩。

输入转矩  $T_{Bi}$  为

$$T_{Bi} = \frac{P_B q_{Bv}}{2\pi \eta_{Bm}} = \frac{(10 \times 10^6) \times (10 \times 10^{-6})}{2 \times 3.14 \times 0.9} = 17.69 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (9)$$

理论输入转矩  $T_{Bti}$  为

$$T_{Bti} = \frac{P_B q_{Bv}}{2\pi} (\eta_{Bm} = 1) = \frac{(10 \times 10^6) \times (10 \times 10^{-6})}{2 \times 3.14} = 15.92 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (10)$$

(注：将压力单位 MPa 变成  $10^6 \text{Pa}$ ，将排量单位 mL/r 变成  $10^{-6} \text{m}^3/\text{r}$  形式；也可以 MPa 和 mL/r 为单位直接计算。)

例 3-2 液压泵额定工作压力为 10MPa，几何排量为 12mL/r，理论流量为 24mL/min，容积效率为 0.95，机械效率为 0.80。试求：(1) 液压泵转速；(2) 输入和输出功率；(3) 输入转矩。

解：(1) 液压泵转速  $n_B$  为

$$n_B = \frac{Q_{Bt}}{q_{Bv}} = \frac{24 \times 10^3}{12} = 2000 (\text{r/min}) \quad (1)$$

(2) 输出液压功率  $P_B$  和输入机械功率  $P_{Bi}$  为

$$P_B = p_B Q_{Bt} \eta_{Bv} = 10 \times 10^6 \times \frac{24 \times 10^{-3}}{60} \times 0.95 (\text{W}) = 3.8 (\text{kW}) \quad (2)$$

(注：将压力 MPa 化为  $10^6 \text{Pa}$ ，将流量 L/min 化为  $\frac{10^{-3}}{60} \text{m}^3/\text{s}$ 。)

$$P_{Bi} = \frac{P_{Bt}}{\eta_{Bm}} = \frac{(10 \times 10^6) \times (24 \times 10^{-3}/60)}{0.8} (\text{W}) = 5 (\text{kW}) \quad (3)$$

(3) 输入转矩  $T_{Bi}$  为

$$T_{Bi} = \frac{P_B q_{Bv}}{2\pi \eta_{Bm}} = \frac{10 \times 10^6 \times 12 \times 10^{-6}}{2 \times 3.14 \times 0.8} = 23.87 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

例 3-3 液压泵额定流量为 100L/min，额定压力为 2.5MPa，当转速为 1450r/min 时，机械效率为 0.90。由实验测得，当泵出口压力为零时，流量为 106L/min，压力为 2.5MPa 时，流量为 100.7L/min。试求：（1）液压泵的容积效率；（2）如果泵的转速下降到 500r/min，在额定压力下工作时，泵的流量为多少？（3）上述两种转速下，液压泵的驱动（输入）功率为多少？（4）在额定压力下，泵转速为何值时，输出流量恰好为额定流量？

解：（1）液压泵的容积效率。

泵出口压力为零时的流量即理论流量，为  $Q_{Bt} = 106\text{L/min}$ ；压力为 2.5 MPa 时的出口流量为 100.7 L/min，故有

$$\eta_{Bv} = \frac{Q_B}{Q_{Bt}} = \frac{100.7}{106} \quad (p = 2.5\text{MPa}) = 95\% \quad (1)$$

（2）转速降至 500 r/min 时的输出流量。

转速 1450 r/min 时泄漏流量  $\Delta Q_B$  为 ( $p = 2.5\text{MPa}$ )

$$\Delta Q_B = 106 - 100.7 = 5.3 \quad (\text{L/min}) \quad (2)$$

转速降至 500 r/min 时泵的理论（输出）流量为

$$Q_{Bt} = 106 \times \frac{500}{1450} = 36.55 \quad (\text{L/min}) \quad (3)$$

压力不变，泄漏常数不变，泄漏量不变，故 500 r/min 的输出流量为

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_B = 36.55 - 5.3 = 31.25 \quad (\text{L/min}) \quad (4)$$

（注释：转速为 500 r/min 的容积效率  $\eta_{Bv} = 31.25/36.55 \approx 85.5\%$ ；如果仍认为容积效率  $\eta_{Bv} = 0.95$  不变，将导致计算错误）

（3）两种转速下的输入功率。

假定机械效率不随转速变化，则有

$$P_{Bi}(1450\text{r/min}) = \frac{2.5 \times 10^6 \times 106 \times 10^{-3}}{60 \times 0.9} (\text{W}) = 4.19(\text{kW}) \quad (5)$$

$$P_{Bi}(500\text{r/min}) = \frac{2.5 \times 10^6 \times 36.55 \times 10^{-3}}{60 \times 0.9} (\text{W}) = 1.69(\text{kW}) \quad (6)$$

（4）达到额定流量时的转速为

$$n_B = \frac{100}{100.7} \times 1450 \approx 1440 \quad (\text{r/min}) \quad (7)$$

## 3.2 齿 轮 泵

通过密闭在壳体内的两个或两个以上的齿轮啮合而工作的液压泵称齿轮泵；啮合齿轮均为外齿轮时为外齿轮泵；由一个内齿轮与一个或一个以上的外齿轮构成的齿轮泵称内啮合齿轮泵。不加特别说明的齿轮泵为外齿轮泵，即通常所说的齿轮泵。齿轮泵的转速范围为 (300~7000) r/min，工作压力范围为 (2.5~30) MPa，几何排量范围为 (0.3~650) mL/r，容积效率为 0.70~0.95，总效率为 0.63~0.87。

外齿轮泵是使用量大的泵类元件，其主要优点是结构简单、零件数量少、制造和维修方便、成本低；体积小、重量轻、功率密度较高；自吸能力强、对油液污染不敏感和工作可靠；在采用补偿措施后，可达到相当高的容积效率。其主要缺点是，排量不可调节，流量均

匀性差，噪声较高。齿轮泵不但被广泛用于采矿、冶金、建筑、航空、航海、农林等机械的中压、高压液压系统中，而且也大量用作润滑泵和食品、化工等工艺流程的输液泵。本节着重介绍它的工作原理、结构特点和性能。

### 3.2.1 齿轮泵结构和工作原理

图 3-5 为外啮合渐开线齿轮泵的结构简图。它主要由一对几何参数完全相同的主、从动齿轮，传动轴，泵体，前泵盖，后泵盖等主要零件组成。

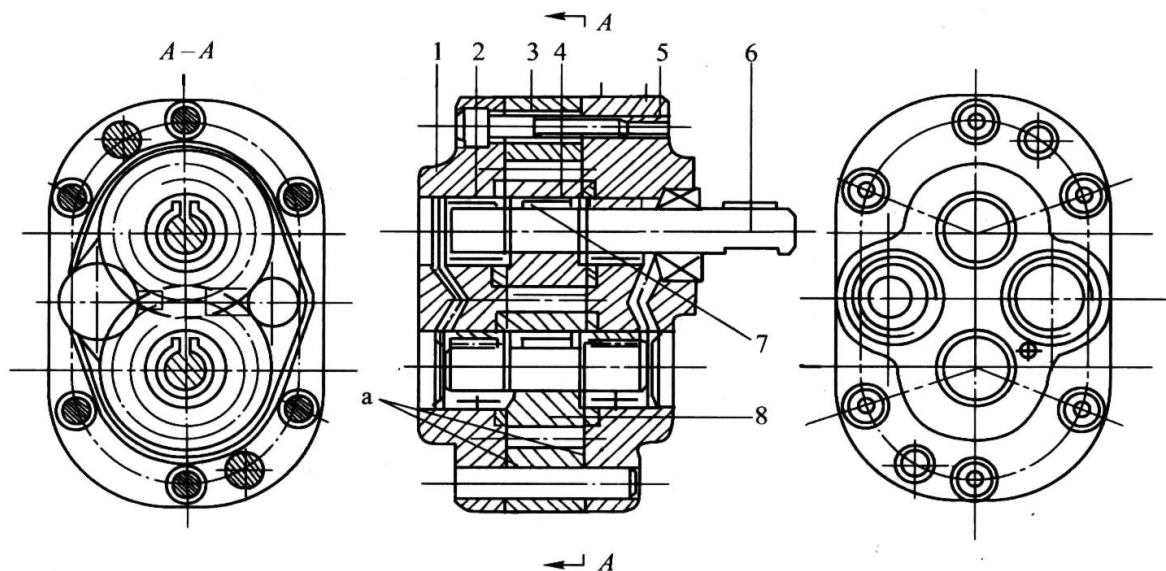


图 3-5 CB-B 型齿轮泵结构图

1—后泵盖；2—滚针轴承；3—泵体；4—主动齿轮；5—前泵盖；6—传动轴；7—键；8—从动齿轮。

图 3-6 为其结构原理图，齿轮 1、2 的齿廓线（面）与壳体内表面及前后端盖构成若干密封容积，轮齿啮合接触线将高、低压腔隔离开来。当齿轮按图示方向旋转时，右侧的轮齿逐渐脱离啮合，其密封容积逐渐增大，形成局部真空，油液在大气压力的作用下从吸油口进入右部低压腔（A）；随着齿轮的转动，齿轮的齿谷把油液从右侧带到左侧密封容积中，轮齿在左侧进入啮合时，使左侧密封容积逐渐减小，油液从左侧油高压腔（B）将油液排出。当齿轮泵不断地旋转时，齿轮泵不断地吸油和排油，这就是齿轮泵工作原理。

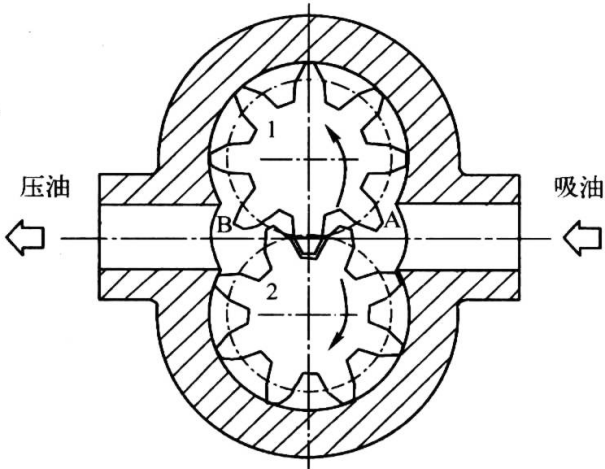


图 3-6 外齿轮泵结构原理图

转一周时，每一齿谷均充液和排液各一次。

### 3.2.2 齿轮泵的几何排量 and 流量

#### 1. 几何排量

对于由一对齿数相等的齿轮组成的外啮合齿轮泵，其主轴旋转一周所排出的液体体积等于两齿轮轮齿体积之和。对于标准齿轮而言，轮齿体积与齿谷容积是相同的。这样，齿轮泵的几何排量等于一个齿轮的轮齿体积和齿谷容积之和。考虑到齿顶间隙的液体从排液腔仍

被带回到吸油腔，不参与排液，则齿轮泵的几何排量  $q_{Bv}$  (mL/r) 等于以齿顶圆为外径、以  $(z-2)m$  的圆为内径、高为齿轮宽度  $B$  的圆筒体积，即

$$q_{Bv} = \frac{\pi}{4} \{[(z+2)m]^2 - [(z-2)m]^2\} B = 2\pi m^2 z B \quad (\text{mL/r}) \quad (3.2.1)$$

式中  $m$ ——齿轮模数，cm；

$z$ ——齿轮齿数；

$B$ ——齿轮齿宽，cm。

则齿轮泵的平均理论流量  $Q_{Bt}$  和输出流量  $Q_B$  为

$$Q_{Bt} = n q_{Bv} = 2\pi Z m^2 B n \times 10^{-3} \quad (3.2.2)$$

$$Q_B = Q_{Bt} \eta_{Bv} = 2\pi Z m^2 B n \eta_{Bv} \times 10^{-3} \quad (3.2.3)$$

式中  $Q_t$ ——理论流量，L/min；

$n$ ——液压泵转速，r/min；

$Q_B$ ——输出流量，L/min；

$\eta_{Bv}$ ——容积效率。

由式 (3.2.1) 知，在几何排量一定条件下，减小齿数  $z$  和增大模数  $m$  是减小几何尺寸 (体积) 的有效方法。因而目前的齿轮泵的齿数通常取  $z=8\sim 14$ ，这要采用修正齿轮，并且只能采用正移距修正方式。这样按式 (3.2.1) 计算的几何排量误差较大，可修正如下：

$$q_{Bv} = 2\pi k z m^2 B \quad (3.2.4)$$

式中  $k$ ——修正系数， $k=1.06\sim 1.15$ ， $z$  小时取大值， $z$  大时取小值。

## 2. 瞬态流量及流量脉动系数和流量脉动频率

液压泵的平均流量定义为单位时间内的排液体积，即  $Q = V/t$ 。瞬态流量即某一瞬时的排液体积或当  $t \rightarrow 0$  时的排液体积，即  $Q = dV/dt$ 。由于液压泵是液压系统的动力源，液压泵的瞬态流量特性对液压系统的工作质量有着决定性影响。液压泵的瞬态流量为常量 ( $Q = dV/dt = \text{const}$ ) 是最理想的，实际上液压泵的流量在理论上都是不均匀的。如果泵的瞬时流量脉动大，不仅会使液压缸运动的平稳性、液压马达转速的均匀性变差，而且会引起压力脉动，进而使管道、阀门乃至整个系统振动，特别是在共振时，发出很强的噪声，这对轴和轴承的强度，对管接头和密封都有破坏性影响。为此必须对泵的瞬态流量进行分析，找出影响流量脉动的因素，作为设计时选取有关参数的依据。液压泵的瞬态流量特性的评价指标是流量脉动系数  $\delta_Q$  和流量脉动频率  $f_Q$ ， $\delta_Q$  较小而  $f_Q$  较高是理想的。

### 1) 瞬态流量

现讨论外齿轮泵的瞬态流量特性。如图 3-7 所示的外齿轮泵，当主动轮 1 在  $dt$  时间内转过角  $d\varphi_1$  时，被动齿轮 2 转过角  $d\varphi_2$ ，它们之间的关系可根据齿轮啮合基本定律，节圆上速度相等的条件来决定，即

$$\omega_1 R'_1 = \omega_2 R'_2 \Rightarrow R'_2 \omega_2 dt = R'_1 \omega_1 dt \Rightarrow d\varphi_2 = R'_1 d\varphi_1 / R'_2 \quad (3.2.5)$$

式中  $\omega_1$ ——齿轮 1 的角速度；

$\omega_2$ ——齿轮 2 的角速度；

$R'_1$ ——齿轮 1 的节圆半径；

$R'_2$ ——齿轮 2 的节圆半径。

此时，齿轮 1 位于压油腔的齿面所扫过的容积  $dV_1$  等于其曲线所扫过的面积 (这个面积



就等于  $R_{a1}$  和  $R_{c1}$  转过  $d\varphi_1$  角扫过的扇形面积之差) 与齿宽  $B$  的积, 即

$$dV_1 = B \left( \frac{R_{a1}^2 d\varphi_1}{2} - \frac{R_{c1}^2 d\varphi_1}{2} \right) = \frac{B}{2} (R_{a1}^2 - R_{c1}^2) d\varphi_1 \quad (3.2.6)$$

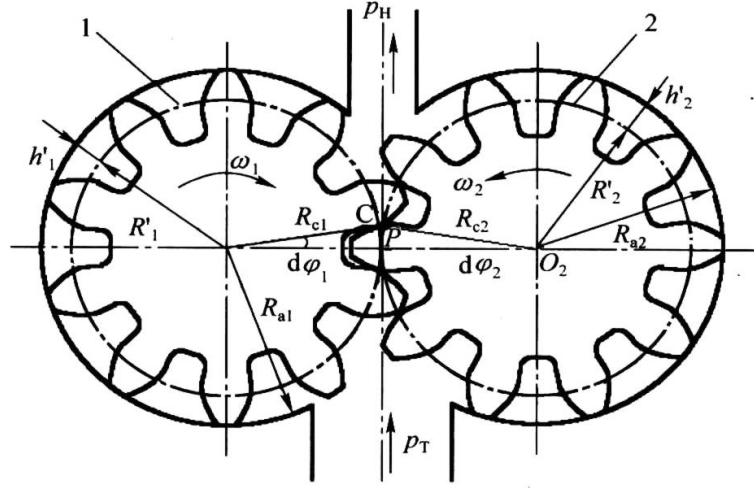


图 3-7 外齿轮泵工作示意图

同理, 齿轮 2 位于压油腔的齿面所扫过的容积为

$$dV_2 = B \left( \frac{R_{a2}^2 d\varphi_2}{2} - \frac{R_{c2}^2 d\varphi_2}{2} \right) = \frac{B}{2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) d\varphi_2 = \frac{B}{2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) \frac{R'_1}{R'_2} d\varphi_1 \quad (3.2.7)$$

式中  $R_{a1}$  —— 齿轮 1 的齿顶圆半径;

$R_{a2}$  —— 齿轮 2 的齿顶圆半径;

$R_{c1}$  —— 齿轮 1 的瞬态啮合半径;

$R_{c2}$  —— 齿轮 2 的瞬态啮合半径。

所以从压油腔排出的容积为

$$dV = dV_1 + dV_2 = \frac{B}{2} \left[ (R_{a1}^2 - R_{c1}^2) + \frac{R'_1}{R'_2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) \right] d\varphi_1 \quad (3.2.8)$$

将式 (3.2.8) 两边各除以相应的时间, 便可求得从排油腔压出液体的瞬态流量为

$$Q(t) = \frac{dV}{dt} = \frac{B\omega_1}{2} \left[ (R_{a1}^2 - R_{c1}^2) + \frac{R'_1}{R'_2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) \right] \quad (3.2.9)$$

式 (3.2.9) 中含有  $R_{c1}$  和  $R_{c2}$  两个自变量, 可利用三角函数关系加以简化。图 3-8 中  $f$  为啮合点  $C$  至节点  $P$  的瞬态位移, ( $f = \overline{CP}$ ),  $e$  为啮合点  $C$  到轴线  $O_1O_2$  之距离 ( $e = \overline{CM}$ ),  $k$  为啮合点  $C$  在轴线  $O_1O_2$  上投影点  $M$  到节点  $P$  之距离 ( $k = \overline{MP}$ ),  $\theta$  为啮合角 ( $\theta = \angle O_1PC$ )。由几何关系知

$$\begin{cases} R_{c1}^2 = e^2 + (R'_1 - k)^2 \\ R_{c2}^2 = e^2 + (R'_2 + k)^2 \end{cases} \quad (3.2.10)$$

并且有

$$\begin{cases} e = f \sin \theta \Rightarrow e^2 = f^2 \sin^2 \theta \\ k = f \cos \theta \Rightarrow k^2 = f^2 \cos^2 \theta \end{cases} \quad (3.2.11)$$

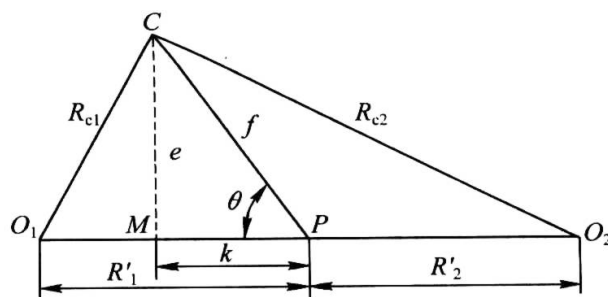


图 3-8 啮合点与齿轮中心的几何关系

将式 (3.2.11) 代入式 (3.2.10), 则有

$$\begin{cases} R_{c1}^2 = R_1'^2 - 2kR_1' + f^2 \\ R_{c2}^2 = R_2'^2 + 2kR_2' + f^2 \end{cases} \quad (3.2.12)$$

另外, 齿顶圆半径  $R_{a1}$  和  $R_{a2}$  与  $R_1'$ 、 $R_2'$ 、 $h_1'$ 、 $h_2'$  有如下关系, 即

$$\begin{cases} R_{a1}^2 = (R_1' + h_1')^2 = R_1'^2 + 2R_1'h_1' + h_1'^2 \\ R_{a2}^2 = (R_2' + h_2')^2 = R_2'^2 + 2R_2'h_2' + h_2'^2 \end{cases} \quad (3.2.13)$$

将式 (3.2.12) 和式 (3.2.13) 代入式 (3.2.9) 整理, 得

$$Q(t) = \frac{B\omega_1}{2} \left[ 2R_1'(h_1' + h_2') + h_1'^2 + \frac{R_1'}{R_2'} h_2'^2 - \left( 1 + \frac{R_1'}{R_2'} \right) f^2 \right] \quad (3.2.14)$$

式中  $B$  —— 齿轮宽度;

$\omega_1$  —— 主动轮 1 角速度;

$R_1'$  —— 主动轮节圆半径;

$h_1'$  —— 主动轮齿顶高;

$R_2'$  —— 从动轮 2 节圆半径;

$h_2'$  —— 从动轮 2 齿顶高;

$f$  —— 啮合点  $C$  到节点  $P$  的距离 (啮合点位移)。

对于渐开线齿轮, 主动轮 1 的基圆 (渐开线发生圆) 半径为  $R_{b1}$ , 啮合点  $C$  运动到节点  $P$  (沿啮合线) 时所需转角为  $\varphi_1$ , 由渐开线理论可知  $f$ 、 $R_{b1}$ 、 $\varphi_1$  有如下关系, 即

$$f = R_{b1}\varphi_1 = R_{b2}\varphi_2 \quad (3.2.15)$$

式中  $f$  —— 啮合点位移;

$R_{b1}$  —— 主动轮基圆半径;

$R_{b2}$  —— 从动轮基圆半径;

$\varphi_1$  —— 啮合点运动到节点时主动轮的转角,  $\varphi_1 = \omega_1 t$ ,  $\omega_1$  为主动轮 1 角速度,

$\omega_1 = \text{const}$ ;

$\varphi_2$  —— 啮合点运动到节点时从动轮的转角,  $\varphi_2 = \omega_2 t$ ,  $\omega_2$  为主动轮 2 角速度,

$\omega_2 = R_1'\omega_1 / R_2' = \text{const}$ ,  $\varphi_2 = R_1'\varphi_1 / R_2'$ 。

将式 (3.2.15) 代入式 (3.2.14), 则有

$$Q(t) = \frac{B\omega_1}{2} \left[ 2R'_1(h'_1 + h'_2) + h_1'^2 + \frac{R'_1}{R'_2} h_2'^2 - \left( 1 + \frac{R'_1}{R'_2} \right)^2 R_{b1}^2 \varphi_1^2 \right] \quad (3.2.16)$$

当两齿轮几何尺寸相同时 (  $R'_1 = R'_2 = R'$ ,  $h'_1 = h'_2 = h'$ ,  $R_{b1} = R_{b2} = R_b$ ,  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$  ), 则式 (3.2.16) 可改写为

$$Q(t) = B\omega(R_a^2 - R'^2 - R_b^2 \varphi^2) \quad (3.2.17)$$

式中  $R_a$  ——齿顶圆半径 (  $R_a = R_{a1} = R_{a2}$  );

$R'$  ——节圆半径 (  $R'_1 = R'_2 = R'$  );

$\varphi$  ——齿轮转角 (  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ ,  $\omega_1 = \omega_2 = \omega$  )。

由式 (3.2.17) 知, 当  $t=0, \varphi=0, f=R_b\varphi=0$  时,  $Q(t)$  有最大值  $Q_{\max}$ , 即

$$Q_{\max} = B\omega(R_a^2 - R'^2) \quad (3.2.18)$$

当在齿轮上开对称卸荷槽、啮合重叠 (追越) 系数  $\varepsilon=1$  时, 啮合线总长度  $L$  等于其圆周节  $p_b$ , 即一对齿轮在  $f=R_b\varphi=\pm p_b/2$  时进入或退出啮合, 此时  $Q(t)$  有最小值  $Q_{\min}$ , 即

$$Q_{\min} = B\omega(R_a^2 - R'^2 - 0.25p_b^2) \quad (3.2.19)$$

式中  $p_b$  ——基圆周节,  $p_b = \pi m \cos \alpha$ ,  $\alpha = 20^\circ$ 。

由式 (3.2.18)、式 (3.2.19) 及式 (3.2.16) 作出的齿轮泵瞬态流量图如图 3-9 所示。

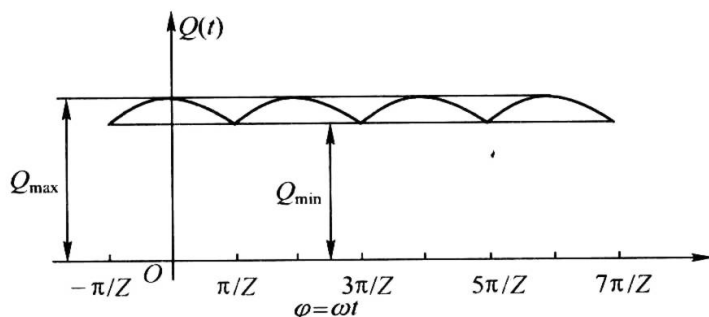


图 3-9 外齿轮泵瞬态流量示意图

## 2) 流量脉动系数和流量脉动频率

流量脉动系数  $\delta_Q$  是描述流量品质的重要参数之一, 有以下 3 种定义方式:

$$\delta_Q = \begin{cases} (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_t = \Delta Q / Q_t \\ (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_{\max} = \Delta Q / Q_{\max} \\ (Q_{\max} - Q_{\min}) / \bar{Q} = \Delta Q / \bar{Q} \end{cases} \quad (3.2.20)$$

式中  $Q_{\max}$  ——瞬态流量最大值;

$Q_{\min}$  ——瞬态流量最小值;

$Q_t$  ——理论流量;

$\bar{Q}$  ——流量均值  $\bar{Q} = (Q_{\max} - Q_{\min}) / 2$ 。

为方便, 取  $\delta_Q = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_t$ 。由式 (3.2.18) 和式 (3.2.19) 可得

$$Q_{\max} - Q_{\min} = B\omega p_b^2 / 4 = (B\omega m^2 \pi^2 \cos^2 20^\circ) / 4 \quad (3.2.21)$$

取理论流量  $Q_t = 2\pi m^2 z B n = B\omega m^2 z$ , 则有

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_t} = \frac{\pi^2 \cos^2 20^\circ}{4z} \quad (3.2.22)$$

根据式 (3.2.22) 计算的流量脉动系数见表 3-3。

表 3-3 外齿轮泵的流量脉动系数

$z$	6	8	10	12	14	16	18	20
$\delta_Q / \%$	36.3	27.2	21.8	18.2	15.6	13.6	12.1	10.9

由式 (3.2.22) 计算的流量脉动系数  $\delta_Q$  有一定误差，原因在于理论流量  $Q_t$  或几何排量  $q_{Bv}$  的计算公式有一定的近似性。几何排量比较严格的公式如下。

由式 (3.2.17) 可求瞬态排量体积  $dV$  为

$$dV = Q(t)dt = \frac{B}{R_b}(R_a^2 - R'^2 - f^2)df \quad (df = R_b \omega dt) \tag{3.2.23}$$

则一对轮齿从进入啮合点到退出啮合点的排液体积为

$$V = \frac{B}{R_b} \int_{-0.5p_b}^{0.5p_b} (R_a^2 - R'^2 - f^2) df \tag{3.2.24}$$

则几何排量  $q_{Bv}$  为

$$q_{Bv} = zV = \frac{Bz}{R_b} \int_{-0.5p_b}^{0.5p_b} (R_a^2 - R'^2 - f^2) df = 2\pi B(R_a^2 - R'^2 - p_b^2/12) \tag{3.2.25}$$

故理论流量  $Q_t$  为

$$Q_t = q_{Bv}n = B\omega(R_a^2 - R'^2 - p_b^2/12) \tag{3.2.26}$$

则流量脉动系数  $\delta_Q$  为

$$\delta_Q = \frac{p_b^2}{4(R_a^2 - R'^2 - p_b^2/12)} = \frac{\pi^2 \cos^2 20^\circ}{12(Z+1) - \pi^2 \cos^2 20^\circ} \tag{3.2.27}$$

其中， $p_b$  为基节， $p_b = \pi m \cos 20^\circ$ ， $m$  为模数， $20^\circ$  为刀具角。

由式 (3.2.27) 计算的流量脉动系数  $\delta_Q$  见表 3-4。

表 3-4 外齿轮泵的流量脉动系数

$z$	6	8	10	12	14	16	18	20
$\delta_Q / \%$	34.7	26.3	21.2	17.8	15.3	13.4	12.06	10.7

表 3-3 和表 3-4 有所差别，并不显著。由表 3-3 和表 3-4 可知，齿轮泵的流量脉动系数较大，这也是齿轮泵的主要缺点之一。增大齿数，减小重叠系数，增大刀具压力角可以减小流量的不均匀性。

齿轮泵的流量脉动频率是指齿轮泵在单位时间内的流量脉动次数。齿轮泵每转过一个齿时流量脉动一次，则有

$$f_Q = Zn/60 \quad (\text{Hz}) \tag{3.2.28}$$

式中  $n$ ——齿轮泵转速，r/min。

3.2.3 齿轮泵的主要问题及解决办法

1. 泄漏

液压泵中组成密封工作容积的零件作相对运动，其间隙产生的泄漏影响液压泵的性能

能。外啮合齿轮泵高压腔油液主要通过以下 3 条途径泄漏到低压腔。

1) 径向泄漏

径向泄漏是压力油液沿齿顶圆与壳体之间的径向间隙从高压腔到低压腔的泄漏。由于齿轮转动方向与泄漏方向相反，高压腔到低压腔通道较长，所以其泄漏量相对较小，约占总泄漏量的 10%~15%。

2) 轴向泄漏

轴向泄漏是压力油液沿齿轮端面与侧板（或端盖）端面之间的轴向间隙从高压腔到低压腔的泄漏，也称端面泄漏。齿轮端面与前后盖之间的端面间隙较大，此端面间隙封油长度又短，所以泄漏量最大，可占总泄漏量的 70%~75%。

3) 齿面啮合处间隙泄漏

由于齿形误差会造成沿齿宽方向接触不好而产生间隙，使压油腔与吸油腔之间造成泄漏，这部分泄漏量很少。

从上述可知，要想提高齿轮泵的额定压力并保证较高的容积效率，首先要减少端面泄漏，通常要采用端面间隙补偿措施（见 3.2.4 节提高外啮合齿轮泵压力的措施）。

2. 径向液压力（不平衡力）

在齿轮泵中，由于高、低压腔存在着压力差，泵体内表面与齿轮齿顶之间存在着径向间隙，可以认为高压腔压力分级呈阶梯而下降到吸油腔的压力。为分析方便，通常认为这种下降趋势是线性分布的，如图 3-10 所示，其中进油口边界与两齿轮中心  $O_1O_2$  张角为  $\varphi_1$ ；高压出油口边界与  $O_1O_2$  的逆时针张角为  $\varphi_2$ ，则高压区区间角为  $\varphi_{1T} = 2\pi - \varphi_2$ ， $(\varphi_2 - \varphi_1)$  为过渡区间角，从  $\varphi_1$  到  $(\varphi_2 - \varphi_1)$  区间上，压力从低压腔压力  $p_T$  逐步升高到排液压力  $p_H$ 。为简化分析，通常认为

- (1) 液压力作用在齿顶圆  $R_a$  上。
- (2) 不计齿轮轴等因外力而引起的几何变形（刚性假定），径向间隙均匀。

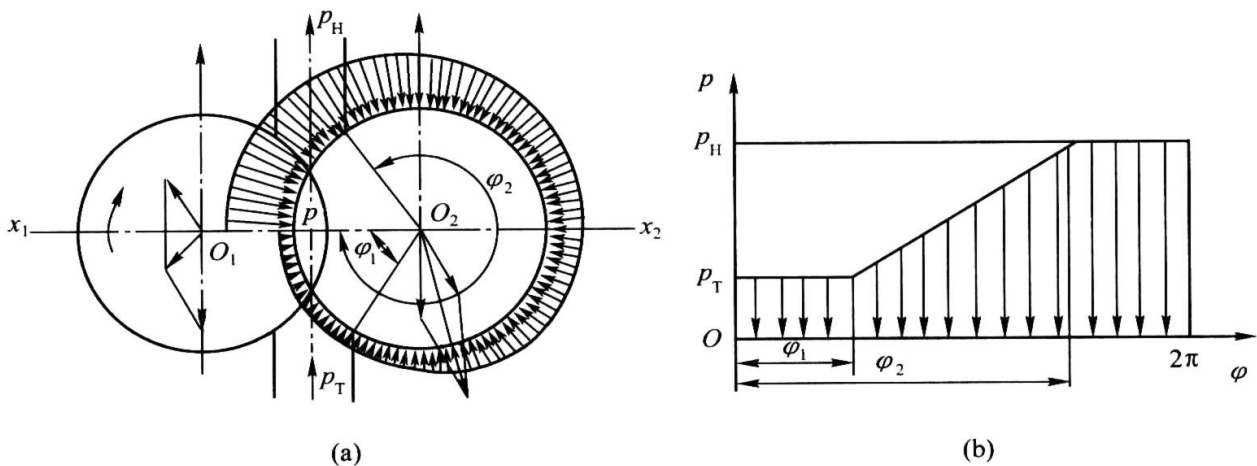


图 3-10 齿轮系的径向液压力

(a) 齿轮圆周径向液压力的分布曲线图；(b) 齿轮圆周的压力曲线展开图。

当两齿轮参数相同时，从动轮和主动轮的径向液压力是相同的，径向液压力的分析和计算，其液压力的大小与方向不随坐标系的选择而变化，为方便，取图 3-10(b)所示坐标系。

其压力  $p$  分布表达式为



$$p = \begin{cases} p_T & (0 \leq \varphi \leq \varphi_1) \\ k\varphi + b & (\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2) \\ p_H & (\varphi_2 \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (3.2.29)$$

根据边界条件,  $p = p_T, \varphi = \varphi_1$ ;  $p = p_H, \varphi = \varphi_2$ , 可求

$$k = \frac{p_H - p_T}{\varphi_2 - \varphi_1}, \quad b = -\frac{p_H\varphi_1 - p_T\varphi_2}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (3.2.30)$$

则在过渡区间内, 其压力分布表达式为

$$p(\varphi) = \frac{p_H - p_T}{\varphi_2 - \varphi_1} \varphi - \frac{p_H\varphi_1 - p_T\varphi_2}{\varphi_2 - \varphi_1} = \frac{p_H(\varphi - \varphi_1)}{\varphi_2 - \varphi_1} + \frac{p_T(\varphi_1 - \varphi)}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (3.2.31)$$

若不计液压力  $p_T$ , 则有

$$p(\varphi) = p_H(\varphi - \varphi_1)/(\varphi_2 - \varphi_1) \quad (3.2.32)$$

参看图 3-10, 在齿顶圆  $R_a$  的  $d\varphi$  微区间上, 液压力  $dF$  为

$$dF = R_a B p(\varphi) d\varphi = \frac{p_H R_a B (\varphi - \varphi_1)}{\varphi_2 - \varphi_1} d\varphi \quad (3.2.33)$$

$dF$  在  $x$ 、 $y$  向的分量  $dF_x$  和  $dF_y$  为

$$\begin{aligned} -dF_x &= dF \cos \varphi = \frac{p_H R_a B (\varphi - \varphi_1) \cos \varphi d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} \\ -dF_y &= dF \sin \varphi = \frac{p_H R_a B (\varphi - \varphi_1) \sin \varphi d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} \end{aligned} \quad (3.2.34)$$

考虑到  $p_T$  在  $\varphi_1$  上分布和  $p_H$  在  $(\varphi_2 - 2\pi)$  上分布情况, 则  $x$  向的总液压力为

$$\begin{aligned} -F_x &= \int_0^{2\pi} dF_x d\varphi = \int_0^{\varphi_1} 0 d\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_H R_a B \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_2 - \varphi_1} \cos \varphi d\varphi + \int_{\varphi_2}^{2\pi} p_H R_a B \cos \varphi d\varphi \\ &= \frac{p_H R_a B}{\varphi_2 - \varphi_1} (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) \end{aligned} \quad (3.2.35)$$

$$\begin{aligned} -F_y &= \int_0^{2\pi} dF_y d\varphi = \int_0^{\varphi_1} 0 d\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_H R_a B \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_2 - \varphi_1} \sin \varphi d\varphi + \int_{\varphi_2}^{2\pi} p_H R_a B \sin \varphi d\varphi \\ &= \frac{p_H R_a B}{\varphi_2 - \varphi_1} (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) - p_H R_a B \end{aligned} \quad (3.2.36)$$

通常认为  $\varphi_1 = 2\pi - \varphi_2$ , 则有  $\cos \varphi_1 = \cos \varphi_2$ ,  $\sin \varphi_1 = -\sin \varphi_2$ ,  $\varphi_2 - \varphi_1 = 2(\pi - \varphi_1)$ , 则有

$$\begin{cases} F_x = 0 \\ F_y = -p_H R_a B \left( 1 + \frac{\sin \varphi_1}{\pi - \varphi_1} \right) \end{cases} \quad (N) \quad (3.2.37)$$

式中  $p_H$ ——高压腔压力, Pa;

$R_a$ ——齿顶圆半径, m;

$B$ ——齿宽, m;

$\varphi_1$ ——吸液区区间角, 一般取  $\varphi_1 = \pi/4$ ;

“—”——表示液压力指向  $y$  轴负方向。

通过以上分析, 可以得出减小径向液压力的措施如下:

(1) 合理选择结构参数。对于同等排量的泵, 增大模数  $m$  可减小径向力; 但模数过

大，使齿高增加，端面泄漏加大而使容积效率降低。一般而言，对于低压泵， $B/m=6\sim 10$ ，中、高压泵  $B/m=3\sim 6$ ，是比较合理的结构参数。

(2) 增大吸液口尺寸和减小高压口尺寸是减小径向力的重要措施。只要出液的流速允许，高压区间角  $(2\pi-\varphi_2)$  愈小愈好，吸油区间角度一般取  $\varphi_1=\pi/4$ 。

(3) 改变沿齿顶圆周向的压力分布规律——开径向液压力平衡槽（见图 3-11）。计算和实验表明，在中高压齿轮泵中，由于齿轮受径向力而偏移，实际上起密封作用的只是最后 1~2 个齿。如果吸排液压力扩大到吸油腔的最后两个齿之前，则在周围方向上很大范围的径向力得到平衡，从而减轻了轴承上的径向力。另外开 4 个对称缺口，两个位于高压区，两个位于低压区，将高压区油液引向低压区缺口，将低压区的油液引向高压区的缺口，也可减小径向不平衡力，但目前很少用这种结构。

### 3. 困油现象

在封闭情况下，继续改变油液所占的容积而产生压力急剧变化的现象称困油现象。为了使齿轮平稳运转，吸排油腔应严格地密封以及连续均匀地供油，根据齿轮的啮合原理，必须使齿轮的重叠系数  $\varepsilon>1$ ，即在齿轮泵工作时，有时会出现两对轮齿同时啮合，因此，就有一部分油液困在两对轮齿所形成的封闭容腔之内，如图 3-12 所示。

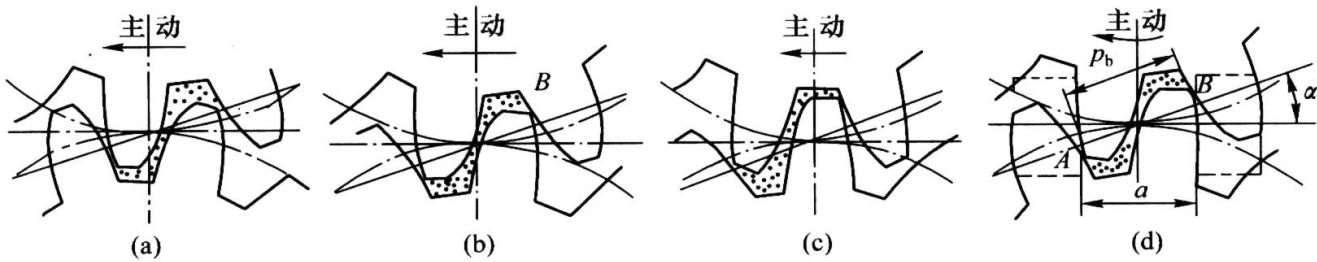


图 3-12 齿轮泵困油现象原理图

这个封闭容积先随齿轮转动逐渐减小（由图 3-12(a)到图 3-12(b)），以后又逐渐增大（由图 3-12(b)到图 3-12(c)）。封闭容积的减小会使被困油液受挤压而导致压力急剧升高，并从缝隙中被挤压出去，引起油液发热，轴承等机件也受到附加的不平衡负载；封闭容积的增大又会造成局部真空，使溶于油液中的气体分离出来，产生气穴，这就是齿轮泵的困油现象。其封闭容积的变化如图 3-13 所示。困油现象使齿轮泵产生强烈的噪声并引起振动和气蚀，降低泵的容积效率，影响工作平稳性，缩短使用寿命。

消除困油的方法通常是在两端盖板上开一对矩形卸

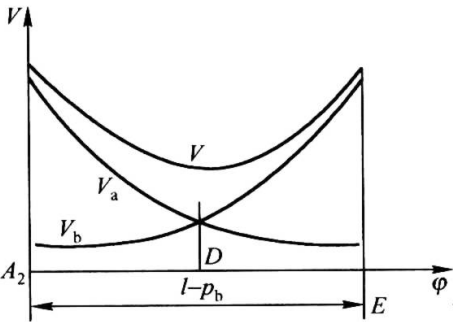


图 3-13 困油密封容积变化曲线

荷槽（如图 3-12(d)中的虚线所示）。开卸荷槽的原则是当封闭容积减小时，使卸荷槽与高压腔相通以便将封闭容积的油液排到压油腔；当封闭容积增大时，使卸荷槽与吸油腔相通，使吸油腔的油补入避免产生真空，这样使困油现象得以消除。在开卸荷槽时，必须保证齿轮泵吸、压油腔任何时候不能通过卸荷槽直接相通，否则将使齿轮泵的容积效率降低；若卸荷槽间距过大，则困油现象不能彻底消除，所以当两齿轮为无变位的标准啮合时，两卸荷槽之间距离应为

$$a = p_b \cos \alpha = \pi m \cos^2 \alpha \tag{3.2.38}$$

式中  $\alpha$  —— 齿轮压力角；  
 $p_b$  —— 齿轮基节，  $p_b = \pi m \cos \alpha$ 。

### 3.2.4 提高外啮合齿轮泵压力的措施

提高齿轮泵的压力，必须减小端面泄漏。减少端面泄漏，即使把间隙做得很小，随着时间的推移，由于端面磨损而增大。间隙不能补偿，容积效率也很快地下降。目前提高齿轮泵压力的方法是用齿轮端面间隙自动补偿装置，即采用浮动轴套或弹性侧板两种自动补偿端面间隙装置，其工作原理是把泵内压油腔的压力油引到轴套外侧或侧板上，产生液压力，使轴套内侧或侧板紧压在齿轮的端面上，压力越高，压得越紧，从而自动地补偿由于端面磨损而产生的间隙。

图 3-14 是采用浮动轴套的中高压齿轮泵的一种典型结构。图中的轴套 1 和 2 是浮动安装的，轴套左侧的空腔均与泵的压油腔相通。当泵工作时，轴套受左侧压力油的作用而向右移动，将齿轮两侧面压紧，从而自动补偿了端面间隙，齿轮泵的额定压力可提高到 10MPa~16MPa，其容积效率不低于 0.9。

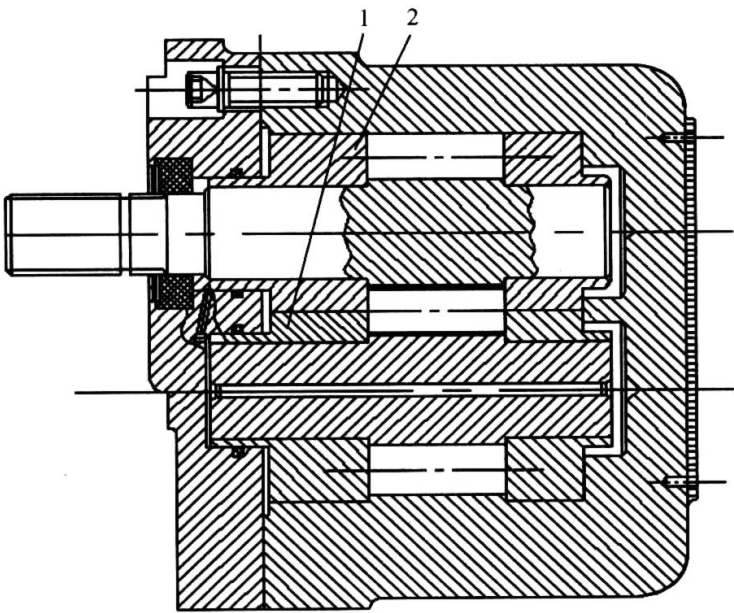


图 3-14 采用浮动轴套的中高压齿轮泵结构图  
 1、2—轴套。

图 3-15 为采用浮动侧板进行轴向（端面）间隙补偿的 CB—F 型高压齿轮泵结构图，额定工作压力为 14 MPa，最高为 17.5 MPa。在齿轮端面和前后盖 9、7 之间，装有浮动侧板 1、4（垫板 2、3 比浮动侧板厚 0.2mm），侧板内侧有（0.5~0.7）mm 的磷青铜，以减小摩

擦力。弓形密封圈 5 和 O 形密封圈 6 嵌在泵盖内侧，其位置正好在齿轮泵排液区位置上。这样，在弓形密封圈内的侧板和盖板之间形成一个密封空间，其中密封圈 6 的作用是使密封空间与齿轮泵的排液通道 a 隔开。工作时，排液区的一部分高压油通过浮动侧板上的两个小孔 b，作用在密封圈 5、6 包围的区域，反向推动浮动侧板向里微量位移，使轴向间隙保持在 (0.03~0.04) mm 之间，磨损时得以自动补偿。这样可控制端面泄漏量以提高工作压力。

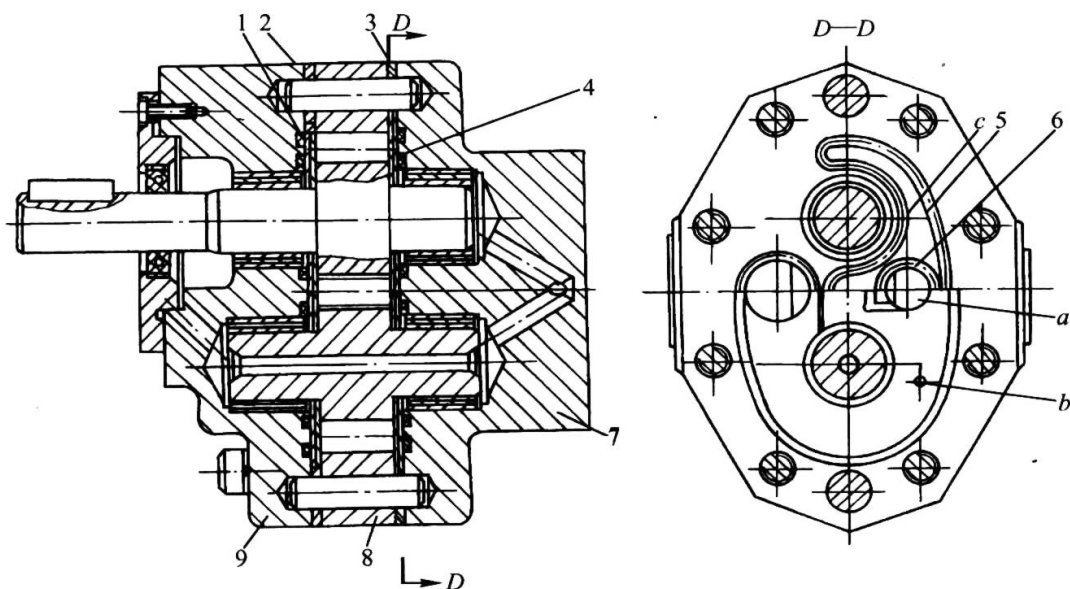


图 3-15 浮动侧板式轴向间隙补偿的齿轮泵

1、4—浮动侧板；2、3—垫板；5、6—密封圈；7—后盖；8—泵体；9—前盖。

### 3.2.5 齿轮泵设计要点

一般规格的齿轮泵已有系列产品可供选用，只有特殊规格或用于特殊条件下的齿轮泵才需要重新设计。另外从学习和研究的角度看，掌握齿轮泵的设计要点是必要的。

设计时，一般给出额定压力  $p_H$  和几何排量  $q_{Bv}$  作为原始设计参数，现将设计要点简介如下。

#### 1. 选择齿数 $Z$

应根据对齿轮泵噪声和减少体积要求选择齿数，为保证流量脉动系数  $\delta_Q$  不致太大，一般要求最少齿数  $Z_{\min} \geq 8$ ；在矿山机械和工程机械中使用的中、高压齿轮泵对流量均匀性要求不高，但要求体积较小，一般取  $Z=9\sim 15$ ；机床液压系统或其他对流量均匀性要求较高的场合，一般取  $Z=14\sim 30$ 。近年来，由于人们对生态和环境保护认识的深化，以及对工作环境、生活质量要求的提高，对机器噪声控制比较严格，齿数太少的齿轮泵的使用日益减少。建议在允许的齿数内，以黄金分割法选择齿数。

#### 2. 选择模数 $m$ 和齿宽 $B$

齿轮泵几何排量  $q_{Bv} = 2k\pi m^2 ZB$ ；增大齿宽  $B$  有利于增大几何排量  $q_{Bv}$  和提高容积效率  $\eta_{Bv}$ 。 $B$  过大会使齿轮轴和轴承上载荷过大，齿宽  $B$  一般可根据模数  $m$  大小确定，即

$$B = (6 \sim 8)m = \bar{B}m \tag{3.2.39}$$

式中  $\bar{B}$ ——当量宽度， $\bar{B} = B/m$ 。

选择  $\bar{B}$  后, 可确定模数  $m$ , 即

$$m = \sqrt[3]{\frac{q_{Bv}}{2k\pi Z \bar{B}}} \quad (3.2.40)$$

将计算出的  $m$  标准化, 修正  $\bar{B}$ , 并计算几何排量使之满足设计要求。

根据计算得到几何排量  $q_{Bv}$ , 选择电动机, 使流量  $Q_B = nq_{Bv}\eta_{Bv}$  符合设计要求。电动机一般直接与泵相连接, 尽量避免变速机构的选择或设计。

### 3. 圆周速度校核

为保证泵的吸入性能, 对齿轮节圆圆周速度有一定限制。速度过高, 不利于油液吸入, 甚至会产生气穴和气蚀。节圆圆周速度  $u = R'\omega \leq (5 \sim 6)\text{m/s}$ 。另外圆周速度的大小与选择的油液黏度有关, 当黏度  $\nu > 100\text{cSt}(\text{mm}^2/\text{s})$  时, 则  $u < 3\text{m/s}$ 。同时齿轮泵转速一般不低于  $n = 200\text{r/min} \sim 300\text{r/min}$ 。虽然泄漏流量  $\Delta Q_B$  仅决定于工作压力, 与转速无关, 但转速降低, 导致  $\Delta Q_B / Q_t$  比值变大, 容积效率过低。至少应使容积效率  $\eta_{Bv} > 0.70$ 。可根据下式, 选择最低转速:

$$u_{\min} = R'\omega_{\min} \geq 0.017\Delta p / ^\circ\text{E} \quad (3.2.41)$$

式中  $\Delta p$  ——压力差, 单位为 MPa;

$^\circ\text{E}$  ——相对黏度, 无因次。

### 4. 卸荷槽尺寸设计

该部分内容在 3.2.3 节中已有叙述, 现将卸荷槽距离  $a$ 、半距离  $b$ 、宽度  $c$  和深度  $h$  与模数  $m$  的关系一并给出如下:

$$a = 2.78m, \quad b = a/2, \quad c > 2.5m, \quad h > 0.8m \quad (3.2.42)$$

### 5. 齿轮参数设计

为加工方便, 一般选择标准刀具, 刀角  $\alpha = 20^\circ$ 。采用标准刀角, 不发生根切的最小齿数  $Z_{\min} = 17$ ; 对于短齿  $Z_{\min} = 14$ , 否则要做修正设计。对于齿轮泵, 为制造方便, 通常采用增一齿修正法, 即

$$A = D' = m(Z + 1) \quad (3.2.43)$$

式中  $A$  ——整数中心距;

$D'$  ——整数节圆直径。

这时其他参数如下:

$$\text{齿顶圆} \quad D_a = m(Z + 3) \quad (3.2.44)$$

$$\text{啮合角} \quad \alpha' = \arccos\left(\frac{Z \cos \alpha}{Z + 1}\right) \quad (3.2.45)$$

$$\text{重叠系数} \quad \varepsilon = \frac{2\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - A \sin \alpha'}{p_b} \quad (3.2.46)$$

保证节圆上齿侧间隙为  $\delta_m$  时的齿轮移矩参数  $x$  为

$$x = \frac{2mZ(\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha) - \delta_m}{4m \tan \alpha} \quad (3.2.47)$$

式中  $\text{inv} \alpha$  ——渐开线函数,  $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ ,  $\alpha$  为刀具角,  $\alpha = 20^\circ$ ;

$\text{inv} \alpha'$  ——渐开线函数,  $\text{inv} \alpha' = \tan \alpha' - \alpha'$ ,  $\alpha'$  为节圆上啮合角;

$\delta_m$  ——齿侧间隙。



## 6. 常用材料和技术要求

### 1) 齿轮轴

一般采用 45 号钢, 40Cr 或 20Cr, 热处理表面硬度约为 HRC60, 粗糙度为 0.8; 当轴颈为滚针轴承内滚道, 应采用 40CrAl, HRC62~HRC64, 粗糙度为 0.16。

齿轮轴的椭圆度和锥度不大于 0.005mm, 轴颈与安装齿轮部分的轴的圆柱表面不同轴度为 0.01mm, 两轴颈不同轴度为 0.02mm~0.03mm。

### 2) 轴承

寿命按 500h 要求设计。通常采用滚针轴承或采用青铜、耐磨铅锡合金及特种塑料等材料制造。

### 3) 齿轮

齿轮材料通常根据节圆圆周速度选择, 当  $u < 1\text{m/s}$ , 采用 45 号钢, HRC50~HRC58; 当  $u > 1\text{m/s}$  时, 采用 20Cr、18CrMnTi 等渗碳淬火, HRC56~HRC62。

中高压齿轮泵齿轮精度采用 7-7-6De, 低压齿轮泵精度采用 8-7-7De, 齿轮泵轴孔与齿顶圆的不同轴度小于 0.02mm, 齿顶圆椭圆度小于 0.01mm, 端面与轴孔中心线的不垂直度为 0.01mm, 两端面不平行度小于 0.005mm。

### 4) 壳体

壳体常用材料 HT20-40 优质铸铁或铸铝合金。安装齿轮的两孔中心距偏差为 0.03mm~0.04mm, 轴孔中心线的不平行度为 0.01mm~0.02mm, 它对端面的不垂直度为 0.01mm~0.012mm, 轴孔锥度和椭圆度为 0.01mm, 齿轮轴孔与轴承孔的不同轴度为 0.02mm; 齿顶圆与壳体内孔的配合根据压力大小取 H7/f7, H7/e8, H7/d8; 轴承外径与壳体孔的配合为 H7/f7, 壳体的孔与齿轮的粗糙度为 0.4, 轴孔的粗糙度为 0.8, 端面的粗糙度为 0.4。

### 5) 侧板

与齿轮端面配合的侧板侧面应堆焊 0.5mm~0.7mm 的磷青铜, 以减少摩擦。

## 3.2.6 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵有渐开线齿轮泵和摆线转子泵 (又称转子泵) 两种。

### 1. 渐开线内齿轮泵

图 3-16 所示为内啮合渐开线齿轮泵工作原理图。相互啮合的小外齿轮 1 和内齿轮 2 与侧板围成的密封容积被月牙板 3 和齿轮的啮合接触线分隔成两部分, 即形成吸油腔和排油腔。当传动轴带动小齿轮 1 按图示方向旋转时, 内齿轮 2 同向旋转, 图中上半部轮齿脱开啮合, 密封容积逐渐增大是吸油腔; 下半部轮齿进入啮合, 使其密封容积逐渐减小是排油腔。

与外啮合齿轮泵相比, 内啮合渐开线齿轮泵流量脉动小, 仅为外啮合齿轮泵流量脉动率的 1/10~1/20。此外, 其结构紧凑、质量轻、噪声小和效率高, 还有可以做到无困油现象等一系列优点。它的不足之处是齿形

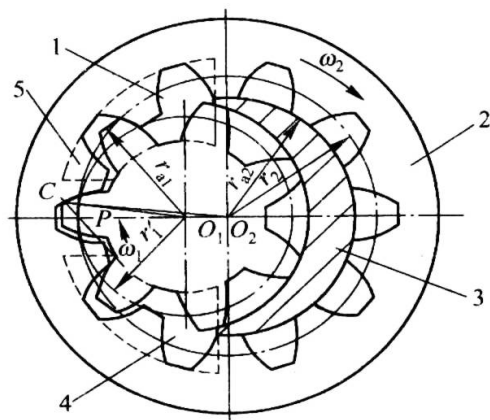


图 3-16 渐开线内啮合齿轮泵工作原理图  
1—小齿轮（主动齿轮）；2—内齿轮（圈）；3—月牙板；  
4—排油腔；5—吸油腔。

复杂，需专门的高精度加工设备，但随着科技水平的发展，内啮合齿轮泵将会有更广阔的应用前景。

内齿轮泵的瞬态流量和几何排量与外啮合齿轮泵类似，给出如下：

$$Q(t) = \frac{B\omega}{2} \left[ 2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{r_1}{r_2} h_2^2 - \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right) f^2 \right] \quad (3.2.48)$$

$$q_{Bv} = \pi B \left[ 2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{r_1}{r_2} h_2^2 - \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{t_j^2}{12} \right] \quad (3.2.49)$$

式中  $Q(t)$ ——瞬态流量；

$q_{Bv}$ ——几何排量；

$B$ ——齿宽；

$\omega$ ——主动轮（外齿轮）角速度， $\omega = 2\pi n_B$ ； $n_B$  为主动轮转速，r/s；

$r_1$ ——主动轮节圆半径；

$r_2$ ——内齿轮（圈）节圆半径；

$h_1$ ——主动轮齿高；

$h_2$ ——内齿轮（圈）齿高；

$f$ ——啮合点  $C$  到节点  $P$  的距离；

$t_j$ ——齿轮基节。

对于标准齿轮，几何排量可近似如下：

$$q_{Bv} = \pi B m^2 \left[ 4Z_1 - \frac{Z_1}{Z_2} - 0.75 \right] \times 10^{-3} (\text{mL/r}) \quad (3.2.50)$$

式中  $Z_1$ ——主动轮齿数；

$Z_2$ ——内动轮齿数；

$m$ ——模数，mm；

$B$ ——齿宽，mm。

## 2. 摆线转子泵

摆线转子泵是一种特殊的内齿轮泵，其主要优点是结构紧凑，零件少，流量脉动小，噪声低，其缺点是加工精度要求高，工艺性差，密封性难以保证，容积效率低。

### 1) 结构原理

如图 3-17(a)所示，转子泵由内转子 1、外转子 2 及配流盘和侧板等组成。内转子为摆线（外齿轮），外转子的齿形为圆弧，两种齿线为一对共轭曲线。内转子齿数为  $Z_1$ ，外转子齿数为  $Z_2 = Z_1 + 1$ ，它们与配流盘和侧板构成  $Z_2$  个密封容积。内外转子偏心距  $O_1O_2 = e$ 。当内转子绕  $O_1$  顺时针转动时带动转子绕  $O_2$  同向转动，这时内转子齿顶  $A_2$  和外转子齿谷  $A_1$  形成的密封工作容积  $C$  变大（图 3-17(b)阴影部分），形成局部真空，油液经配流盘窗口  $b$  吸入。外转子回转到图 3-17(h)位置时，密封容积达到最大值，再继续转动，则密封容积变小，油液自配流盘窗口  $a$  被挤压出来。

当外转子转一周时，每一密封容积依次吸排液各一次。

### 2) 摆线原理及几何计算

参看图 3-18，以半径为  $r_2$  的滚圆套在半径为  $r_1$  的基圆上形成内切关系，当滚圆  $r_2(O_2)$  沿基圆  $r_1(O_1)$  作纯滚动时，在滚圆外与滚圆固联在一起的  $M$  点的轨迹  $\alpha(MM' M'' M''' M_2)$  称

作短幅外摆线，动点  $M$  与由它生成的轨迹共轭，摆线转子泵的外转子的齿廓是以  $M$  为中心、半径为  $a$  的圆弧曲线的包络线，内转子的齿廓是以摆线  $\alpha$  为圆心、以  $a$  为半径的诸多小圆的内包络线  $\beta$ 。这样形成的内转子齿廓必然为共轭曲线。

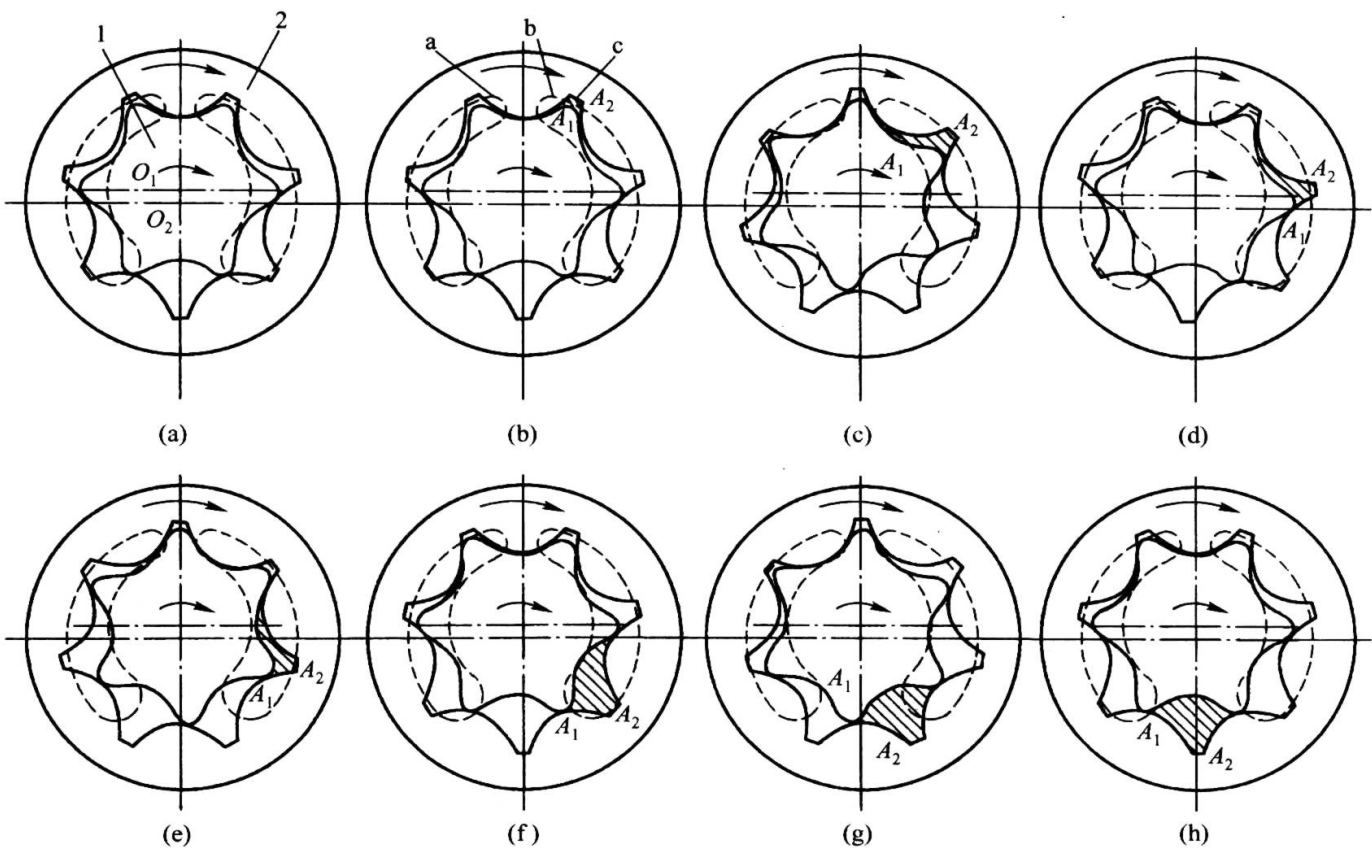


图 3-17 转子泵的工作原理图  
1—内转子；2—外转子。

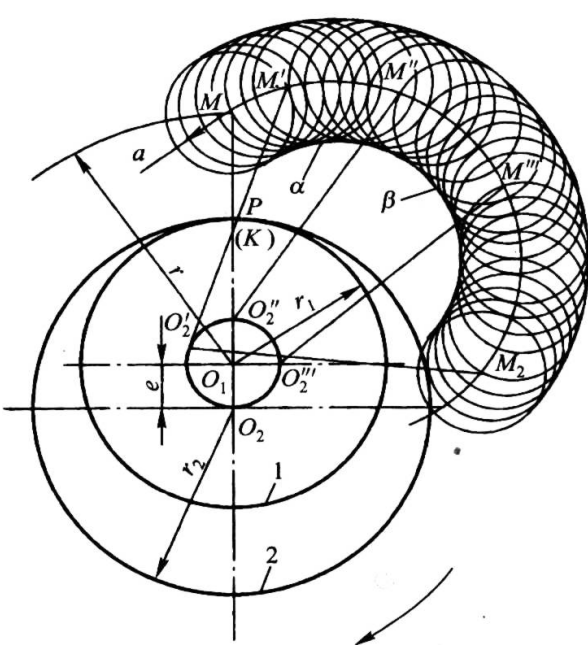


图 3-18 摆线系内转子齿廓曲线形成原理  
1—内转子；2—外转子。

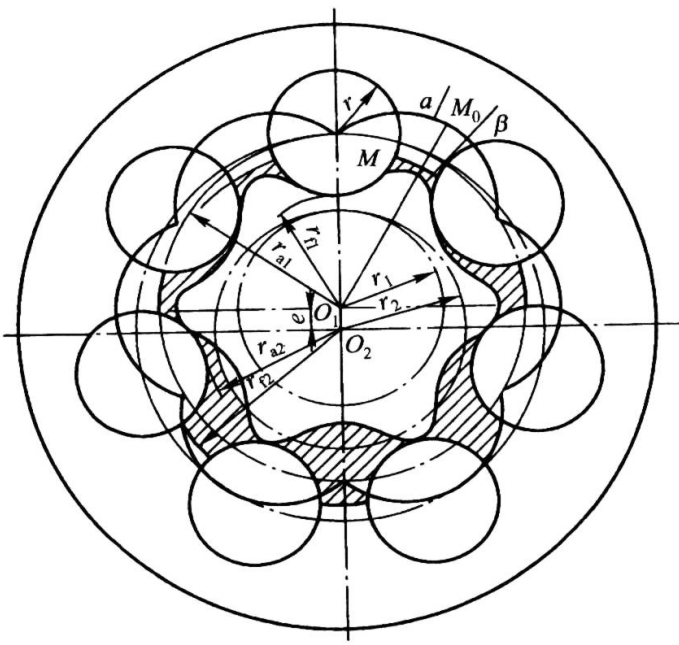


图 3-19 摆线泵齿廓啮合情况及几何参数

摆线转子泵的几何尺寸关系（图 3-19）为

$$\begin{cases} r_{a1} = r - a + e \\ r_{f1} = r - a - e \\ r_{a2} = r - a \\ r_{f2} = r - a + 2e + \delta \end{cases} \quad (3.2.51)$$

式中  $r$  —— 范成圆半径,  $r = O_1M$  (图 3-18);

$a$  —— 外转子齿形半径;

$e$  —— 偏心距,  $e = O_1O_2$ ;

$r_{a1}$  —— 内转子齿顶圆半径;

$r_{f1}$  —— 内转子齿根圆半径;

$r_{a2}$  —— 外转子齿顶圆半径;

$r_{f2}$  —— 外转子齿根圆半径;

$\delta$  —— 径向间隙。

几何排量为

$$q_{Bv} = \pi b(r_{a1}^2 - r_{f1}^2) \quad (3.2.52)$$

式中  $b$  —— 转子宽度;

其他见式 (3.2.51) 注释。

### 3.2.7 复合齿轮泵

复合齿轮泵是集内啮合和外啮合齿轮泵于一体的液压泵。一种三惰轮式复合齿轮泵结构图和工作原理图如图 3-20 和图 3-21 所示。

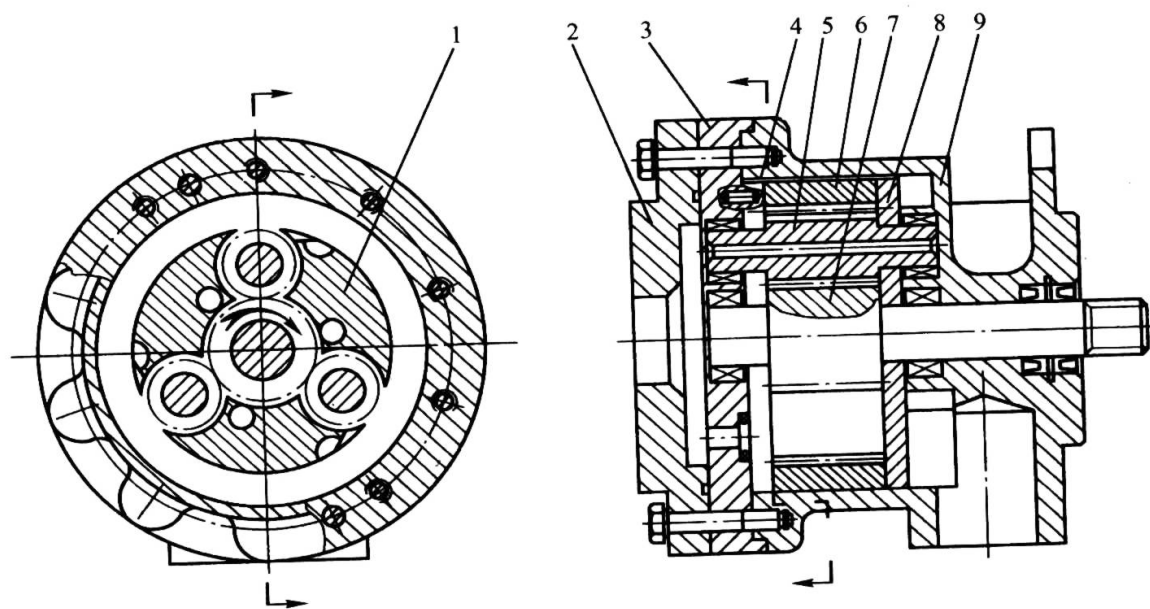


图 3-20 三惰轮式复合齿轮泵结构图

1—密封块; 2—后盖; 3—中间板; 4—后侧板; 5—惰轮; 6—内齿轮; 7—中心轮; 8—前侧板; 9—前盖。

参看图 3-21, 复合齿轮泵由太阳轮、惰轮、内齿轮 (圈)、扇形密封块、前后盖板组成; 中心轮、惰轮及相邻的密封块等组成三个外齿轮泵; 惰轮、扇形密封块及内齿轮 (圈) 等组成三个内齿轮泵; 盖板上共开有 12 条配流通道。当中心轮顺时针转动时, 惰轮和内齿轮等组成三个内齿轮泵; 盖板上共开有 12 条配流通道。当中心轮顺时针转动时, 中心轮与 1 号惰轮组成的外齿轮泵 (扇形密封块轮逆时针转动, 由外啮合齿轮工作原理知, 中心轮与 1 号惰轮组成的外齿轮泵 (扇形密封块

相当壳体) 右部腔容为吸油腔, 左部腔容为排液腔; 由内齿轮泵工作原理知, 1 号惰轮与内齿轮 (圈) 构成的内齿轮泵 (扇形密封块相当月牙板) 左腔容为吸液腔, 右腔容为排液腔。2 号和 3 号惰轮与中心轮及内齿轮等构成的外啮合和内啮合齿轮泵工作状态与前相同。

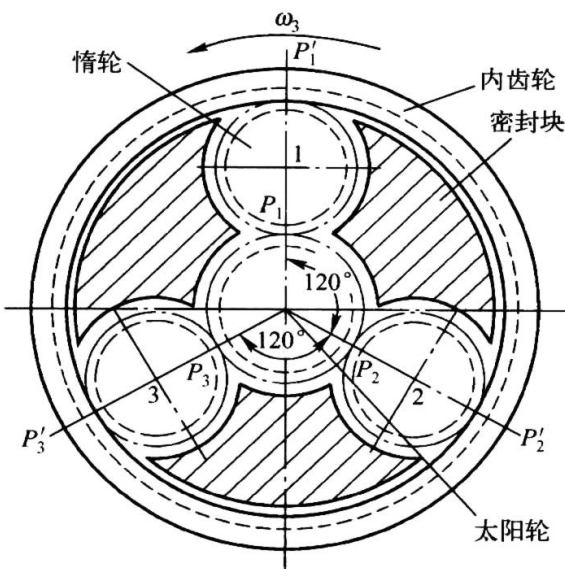


图 3-21 三惰轮式复合齿轮泵工作原理图

三惰轮式复合齿轮泵的几何排量可近似为

$$q_{Bv} = 6 \times 2\pi m^2 Z_1 B \times 10^{-3} \text{ (mL/r)} \tag{3.2.53}$$

式中  $m$  ——模数, mm;  
 $B$  ——齿宽, mm;  
 $Z_1$  ——太阳 (中心) 轮齿数。

三惰轮式复合齿轮泵的优点是, 中心轮、惰轮和内齿轮上的径向液压力平衡, 具有很大的几何排量 (近似为 6 个外啮合齿轮泵); 缺点是径向密封通道较短, 泄漏流量较大; 存在过定位问题, 制造精度要求高; 不适于作高压齿轮泵。

### 3.2.8 螺杆泵

螺杆泵实质上是一种外啮合摆线齿轮泵, 按其螺杆数有单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵、四螺杆泵和五螺杆泵等; 按螺杆的横截面分有摆线齿形、摆线—渐开线齿形和圆形齿形 3 种不同形式的螺杆泵。

图 3-22 为三螺杆泵的结构简图。在三螺杆泵壳体 2 内平行地安装着 3 根互为啮合的双头螺杆, 主动螺杆为中间凸螺杆 3, 上、下两根凹螺杆 4 和 5 为从动螺杆。3 根螺杆的外圆与壳体对应弧面保持着良好的配合, 螺杆的啮合线将主动螺杆和从动螺杆的螺旋槽分割成多个相互隔离的、互不相通的密封工作腔。当传动轴 (与凸螺杆为一整体) 按如图示方向旋转时, 这些密封工作腔随着螺杆的转动一个接一个地在左端形成, 并不断地从左向右移动, 在右端消失。主动螺杆每转一周, 每个密封工作腔便移动一个导程。密封工作腔在左端形成时逐渐增大将油液吸入来完成吸油工作, 最右面的工作腔逐渐减小直至消失, 因而将油液压出完成排油工作。螺杆直径愈大, 螺旋槽愈深, 螺杆泵的排量愈大; 螺杆愈长, 吸、压油口之间的密封层次愈多, 密封就愈好, 螺杆泵的额定压力就愈高。

螺杆泵与其他容积式液压泵相比, 具有结构紧凑、体积小、质量轻、自吸能力强、运



转平稳、流量无脉动、噪声小、对油液污染不敏感以及工作寿命长等优点。目前常用在精密机床上或用来输送黏度大或含有颗粒物质的液体。螺杆泵的缺点是其加工工艺复杂、加工精度高，所以应用受到限制。

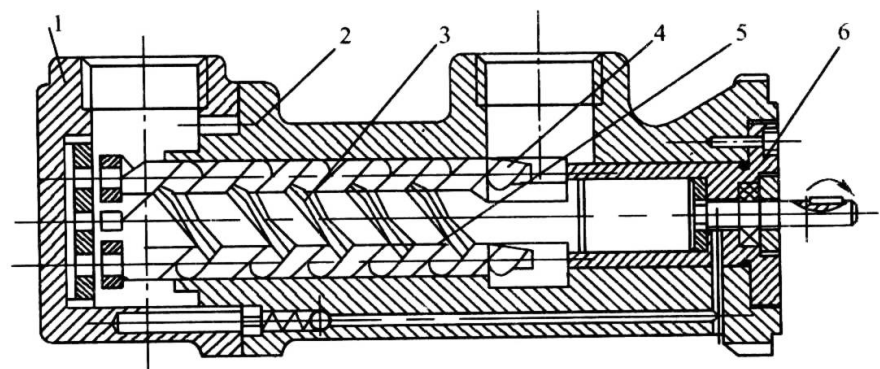


图 3-22 螺杆泵结构简图

1—后盖；2—壳体；3—主动螺杆（凸螺杆）；4、5—从动螺杆（凹螺杆）；6—前盖。

### 3.3 叶片泵

转子转动时，借助凸轮环（定子）制约，使转子槽中径向滑动的叶片产生往复运动而工作的液压泵称叶片泵。叶片泵具有结构紧凑、重量轻、流量均匀、噪声小、运转平稳等优点，在机床、工程机械、船舶及冶金设备得到广泛应用。但它也存在着结构复杂、吸油能力差、对油液污染较敏感等缺点。

按结构形式叶片泵可分为单作用式叶片泵和双作用式叶片泵两大类。单作用式叶片泵主要作变量泵，因其径向液压力不平衡，又称非平衡式叶片泵，工作压力较低，通常不大于 6.3 MPa，排量范围为 (1~320) mL/r，转速范围为 (500~2000) r/min，容积效率较低 (0.58~0.92)，总效率低 (0.54~0.81)。双作用式叶片泵为定量泵，流量均匀性好，寿命长，因其径向液压力平衡，又称平衡式叶片泵，工作压力较高，可达 32 MPa，排量范围为 (0.5~480) mL/r，转速范围为 (500~4000) r/min，容积效率为 0.80~0.94，总效率为 0.65~0.85。

#### 3.3.1 双作用式叶片泵

##### 1. 双作用式叶片泵的工作原理

图 3-23 为双作用式叶片泵的结构简图。

该泵主要由前泵体 8、后泵体 6、配流盘 2 和 7、传动轴 3、转子 4、定子 5 及叶片 12 等组成。长定位销将配流盘和定子定位，并固定在泵体上，以保证配流盘上吸、排油窗口位置与定子内曲面段相对应。转子 4 上均匀地开有叶片槽（图中为 12 条，在实际使用中具体数目由叶片泵的性能决定），叶片 12 可以在槽内沿径向方向滑动。配流盘 7 上开有与排油腔相通的环槽，将压力油引入叶片底部。传动轴 3 支承在滚针轴承 1 和滚动轴承 9 上，传动轴通过花键带动转子在配流盘之间转动。泵的左侧为吸油口，右侧（靠近伸出轴一端）为排油口。

图 3-24 为双作用式叶片泵工作原理图。转子 3 和定子 2 是同心的，定子内表面是由两段大半径为  $R$  的圆弧面、两段小半径为  $r$  的圆弧面以及连接 4 段圆弧面的过渡曲面构成。定子内表面、转子外表面、两相邻叶片及前后配流盘形成若干密封容积。当转子沿图示方向转

动时，叶片在离心力和通过配流盘小孔进入叶片底部压力油的作用下，使叶片伸出并紧贴在定子的内表面。当相邻两叶片从定子小半径  $r$  的圆弧面经过过渡曲面向定子大半径  $R$  的圆弧面滑动时，叶片外伸，使两叶片之间的密封容积变大，形成局部真空，油液从配流盘的吸油窗口进入并充满密封容积，这是吸油过程；当两相邻叶片从定子大半径  $R$  的圆弧面经过过渡曲面向定子小半径  $r$  的圆弧面滑动时，叶片受定子内壁面的作用缩回转子槽内，使两叶片之间的密封容积变小，油液受到挤压，并从配流盘的压油窗口排出，进入液压系统中，这是排油过程。

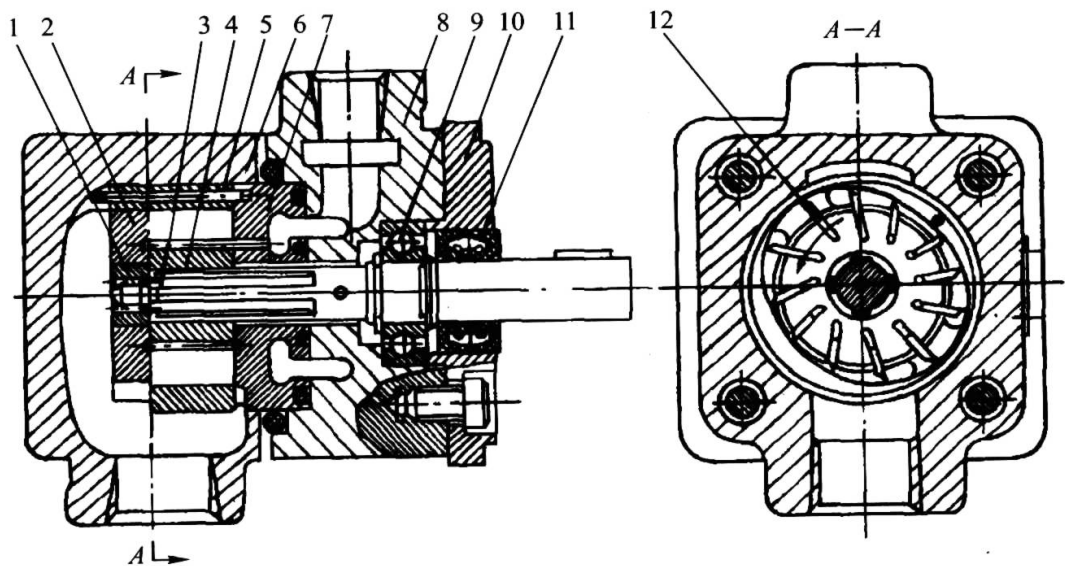


图 3-23 双作用式叶片泵结构简图

1、9—滚针（动）轴承；2、7—配流盘；3—传动轴；4—转子；5—定子；6—后泵体；  
8—前泵体；10—盖板；11—密封圈；12—叶片。

叶片泵的转子每转一周，两相邻叶片之间的密封容积吸、排液各两次，因此这种泵被称做双作用式叶片泵。又因吸排油口对称分布，转子和轴承所受的径向液压力基本相平衡，所以该泵又称为平衡式叶片泵。这种泵的流量均匀、噪声低，但排量一般不可调，只能用做定量泵。

### 2. 双作用式叶片泵的排量和流量

#### 1) 排量

如图 3-25 所示，当不考虑叶片厚度时，双作用式叶片泵排量  $q_{Bv}$  等于两叶片间最大容

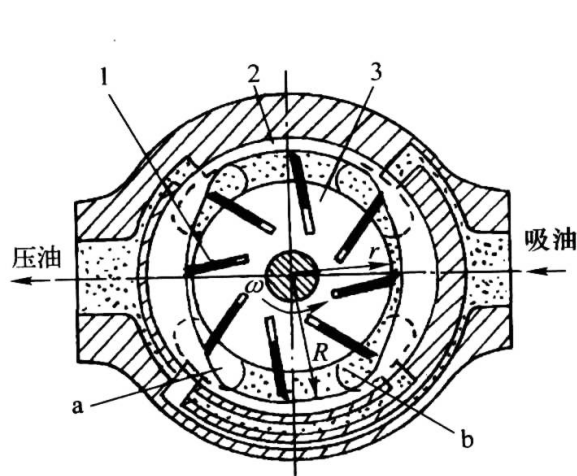


图 3-24 双作用式叶片泵工作原理图

1—叶片；2—定子；3—转子。

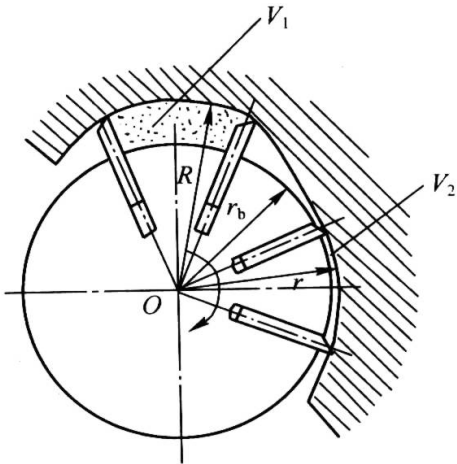


图 3-25 双作用式叶片泵流量计算原理图

积  $V_1$  与最小容积  $V_2$  之差与叶片数  $Z$  之积后的 2 倍, 即

$$q_{Bv} = 2Z(V_1 - V_2) = 2\pi B(R^2 - r^2) \quad (3.3.1)$$

式中  $B$ ——叶片的宽度;

$R$ ——定子的大半径;

$r$ ——定子的小半径。

实际上叶片有一定厚度, 叶片所占的空间不起吸油和压油作用, 因此转子每转因叶片所占体积而造成的排量损失为  $V'$ , 即

$$V' = \frac{2\delta(R-r)}{\cos\theta} BZ \quad (3.3.2)$$

式中  $\delta$ ——叶片厚度;

$\theta$ ——叶片倾角;

$Z$ ——叶片数。

考虑  $V'$  后, 双作用式叶片泵的实际排量  $q'_{Bv}$  为

$$q'_{Bv} = q_{Bv} - V' = 2B \left[ \pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta} \delta Z \right] \quad (3.3.3)$$

## 2) 流量

双作用式叶片泵的流量  $Q_B$  为

$$Q_B = 2B \left[ \pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta} \delta Z \right] n_B \eta_{Bv} \quad (3.3.4)$$

式中  $n_B$ ——叶片泵的转速;

$\eta_{Bv}$ ——叶片泵的容积效率。

式 (3.3.4) 中的流量为平均输出流量, 叶片占据的空间体积为定值。对瞬态流量而言, 叶片所占据的空间体积是变化的。不计叶片体积时, 双作用式叶片泵的瞬态排液体积  $dV_1$  为

$$dV_1 = B(R^2 - r^2) d\varphi \quad (3.3.5)$$

式中  $d\varphi$ ——转子偏转转角, rad。

若叶片安装倾角为  $\theta$ , 叶片瞬态径向位移为  $d\rho$ , 处于过渡区的叶片数为  $Z_0$ , 则叶片的瞬态变化空间体积  $dV_2$  为

$$dV_2 = \frac{B\delta}{\cos\theta} \sum_{i=1}^{Z_0} d\rho_i = \frac{B\delta}{\cos\theta} \sum_{i=1}^{Z_0} \frac{d\rho_i}{d\varphi} d\varphi = \frac{B\delta}{\cos\theta} \sum_{i=1}^{Z_0} u_{\varphi i} d\varphi \quad (3.3.6)$$

式中  $d\rho_i$ ——过渡区内第  $i$  号叶片径向位移变化量;

$i$ ——过渡区内叶片序号数;

$u_{\varphi i}$ ——第  $i$  号叶片的速度,  $u_{\varphi i} = \frac{d\rho_i}{d\varphi}$ , m/rad。

考虑到双作用式叶片泵排液区有两个过渡区段, 则瞬态排量体积  $dV$  为

$$dV = dV_1 - 2dV_2 = B(R^2 - r^2) d\varphi - \frac{2B\delta}{\cos\theta} \sum_{i=1}^{Z_0} u_{\varphi i} d\varphi \quad (3.3.7)$$

则瞬态流量  $Q(t)$  为

$$Q(t) = \frac{dV}{dt} = B\omega \left[ (R^2 - r^2) - \frac{2\delta}{\cos\theta} \sum_{i=1}^{Z_0} u_{\varphi i} \right] \quad (3.3.8)$$

由式 (3.3.8) 知, 若不计叶片厚度 ( $\delta = 0$ ) 或  $\sum_{i=1}^{Z_0} u_{\phi i} = \text{const}$ , 则双作用叶片泵的流量

是均匀的。

实际上, 由于制造工艺误差, 两大圆弧和小圆弧有不圆度, 也不可能完全同心, 该泵的瞬时流量仍将有一定的流量脉动, 但其脉动率除螺杆泵外是各类泵中最小的。通过理论分析还可知, 叶片数为 4 的倍数时流量脉动率最小, 所以双作用式叶片泵的叶片数一般取 12 或 16。

### 3. 双作用式叶片泵的结构特点

#### 1) 定子工作表面曲线

定子工作表面曲线如图 3-26 所示。它是由两段大半径为  $R$  的圆弧  $b_1b_2$  和两段小半径为  $r$  的圆弧  $a_1a_2$ , 以及圆弧间的 4 段过渡曲线  $b_1a_2$  和  $a_1b_2$  组成。理想的过渡曲线应保证叶片在转子槽中滑动时径向速度和加速度变化均匀, 并且应使叶片在过渡曲线和圆弧交接点处的加速度突变较小, 叶片顶部与定子内表面不产生脱空 (叶片顶部短时间与定子内表面不接触), 从而保证叶片对定子表面的冲击尽可能的小, 对定子的磨损小, 瞬时流量脉动小。

目前定子的过渡曲线有阿基米德螺线、等加速—等减速曲线等。

当采用阿基米德螺线时, 由于叶片滑过过渡曲面的径向速度为常量, 径向加速度为零, 因此泵的瞬时流量脉动很小, 但在过渡曲线与圆弧面连接处速度发生突然变化, 从理论上认为加速度趋于无穷大, 因此会造成叶片对定子的很大冲击——硬性冲击, 使在连接处产生严重磨损和噪声, 故近些年来很少采用。

双作用式叶片泵的定子过渡曲线采用等加速—等减速曲线时, 如图 3-27 所示。曲线的极坐标方程为

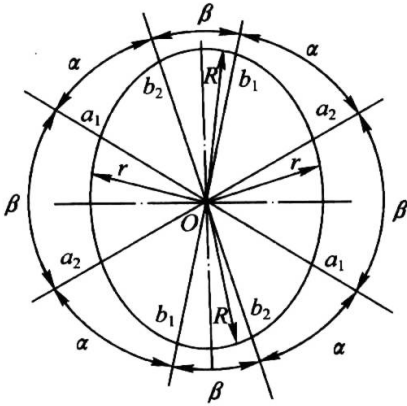


图 3-26 双作用式叶片泵定子曲线

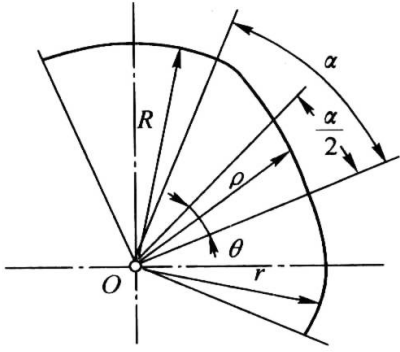


图 3-27 定子的过渡曲线

$$\rho = r + \frac{2(R-r)}{\alpha^2} \theta^2 \quad (0 < \theta < \alpha/2) \quad (3.3.9)$$

$$\rho = 2r - R + \frac{4(R-r)}{\alpha} \left( \theta - \frac{\theta^2}{2\alpha} \right) \quad (\alpha/2 < \theta < \alpha) \quad (3.3.10)$$

式中  $\rho$ ——过渡曲线的极半径;  
 $R$ ——圆弧部分的大半径;  
 $r$ ——圆弧部分的小半径;  
 $\theta$ ——极径的坐标极角;

$\alpha$ ——过渡曲线的中心角。

由式 (3.3.10) 得出叶片的径向速度  $\frac{d\rho}{dt}$  和径向加速度  $\frac{d^2\rho}{dt^2}$ ，如图 3-28 所示。从图 3-28 可以看出，当  $0 < \theta < \alpha/2$  时，叶片的径向运动为等加速；当  $\alpha/2 < \theta < \alpha$  时，叶片的径向运动为等减速。在  $\theta = 0, \theta = \alpha/2, \theta = \alpha$  处，叶片运动的加速度仍有突变，但突变值远比采用阿基米德螺线时小，所产生的冲击是柔性冲击。柔性冲击所引起的惯性力和造成定子的磨损比硬性冲击小得多。所以我国设计的 YB 型双作用式叶片泵定子过渡曲线采用等加速—等减速曲线。目前在国外有些双作用式叶片泵定子过渡曲线采用高次曲线，它能充分满足叶片泵对定子曲线径向速度、加速度和加速度变化率特性的要求，被高性能、低噪声、高寿命的叶片泵广泛采用。

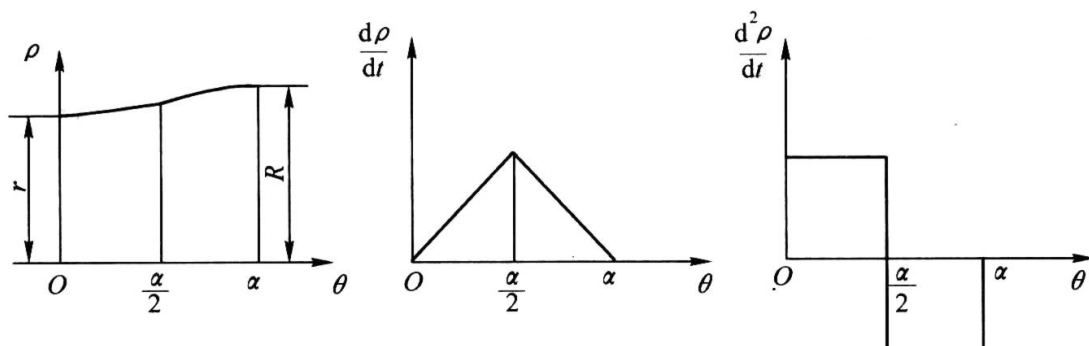


图 3-28 采用等加速—等减速过渡曲线时，叶片的径向运动特征

## 2) 配流盘

配流盘的作用是给泵进行配油。为了保证配流盘的吸、排油窗口在工作中能隔开，就必须使配流盘上封油区夹角  $\varepsilon$ （即吸油窗口和排油窗口之间的夹角）大于或等于两个相邻叶片间的夹角，如图 3-29 所示，即

$$\varepsilon \geq \frac{2\pi}{Z} \quad (3.3.11)$$

式中  $Z$ ——叶片数。

若夹角  $\varepsilon < 2\pi/Z$ ，就会使高、低压窗口相通，使泵容积效率降低。此外定子圆弧部分的夹角  $\beta$  应当等于或大于配流盘上封油区夹角  $\varepsilon$ ，以免产生困油和气穴现象。

此外，当两相邻叶片之间的油液从定子封油区（即定子圆弧部分）突然转入压油窗口时，压力迅速达到泵的输出压力，油液瞬间被压缩，使高压油腔中的油液倒流，泵的瞬时流量减少，引起流量脉动和噪声。为了避免产生这种现象，在配流盘窗口上开始进入压油区一侧开卸荷三角槽，如图 3-29 所示，这样使相邻叶片间的密封容积逐渐地进入压油窗口时，压力逐渐上升，从而消除困油现象和由于压力突变而引起的瞬时流量脉动和噪声。卸荷三角槽的尺寸通常由实验来确定。

图 3-30 是 YB 型双作用式叶片泵的右配流盘的结构简图。图中的小孔 b 为配流盘定位孔；图中 B—B 剖面表示压油窗口一部分油通过 a 与配流盘端面环形槽相连接，而环形槽又与叶片泵转子上叶片槽底部相对，使压力油通至叶片槽底部，以增大叶片对定子表面的压紧力，防止漏油，提高泵的容积效率。

## 3) 叶片倾角

叶片在转子中放置方式应当有利于叶片在转子的槽中滑动，并且叶片对定子及转子槽



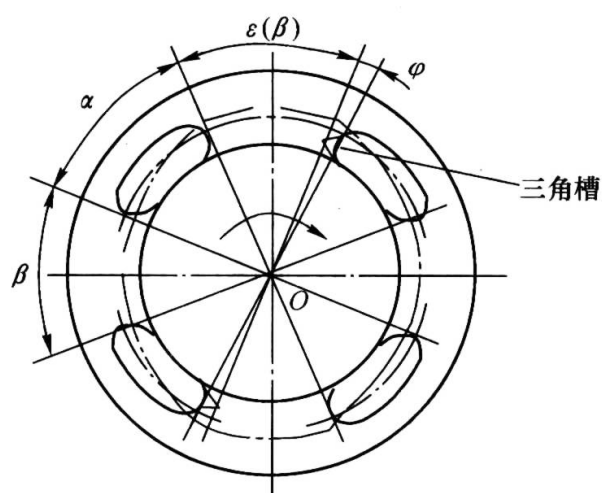


图 3-29 定子曲线圆弧部分夹角和  
配流盘封油区夹角关系

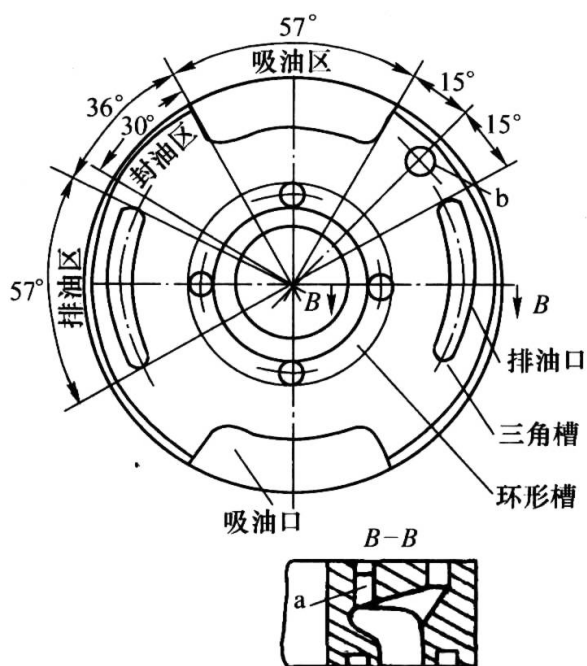


图 3-30 YB 型双作用式叶片泵的  
右配流盘的结构简图

的磨损要小。叶片在工作过程中，受到离心力和叶片底部压力油的作用，使叶片与定子紧密接触。当叶片转至高压区时，定子内表面给叶片顶部反作用力为  $F_N$ ，其方向沿定子内表面曲线的法线方向，该力可分解为两个力，即与叶片垂直的力  $F_T$  和沿叶片槽方向的力  $F$ ，如图 3-31 所示。其中  $F_T$  的作用使叶片与转子槽侧壁产生很大的摩擦力，并且容易使叶片折断。 $F_T$  的大小取决于压力角  $\beta$ （即作用力  $F_N$  方向与叶片运动方向的夹角）的大小，压力角  $\beta$  越大则  $F_T$  越大。当转子槽按旋转方向倾斜  $\alpha$  角时，可使原径向放置叶片的压力角  $\beta$  减少为  $\beta'$ ，这样就可以减少与叶片垂直的力  $F_T$ ，使叶片在转子槽中移动灵活，减少磨损。由于不同转角处的定子曲线的法线方向不同，由理论和实践得出，一般叶片倾角  $\alpha$  为  $10^\circ \sim 14^\circ$ 。

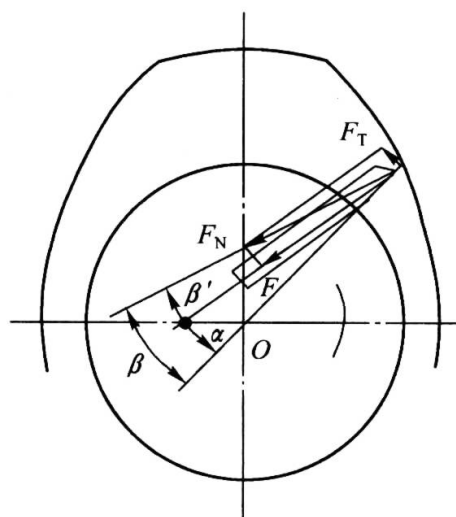


图 3-31 叶片的倾角

#### 4. 提高双作用式叶片泵工作压力的措施

提高双作用式叶片泵压力，需要采取以下措施：

##### 1) 端面间隙自动补偿

这种方法是将配流盘的一侧与高压腔连通，使配流盘在高压油推力作用下压向定子端面。泵的工作压力越高，配流盘就会自动压紧定子，同时配流盘产生适量的弹性变形，使转子与配流盘间隙进行自动补偿，从而提高双作用式叶片泵输出压力。该方法与提高齿轮泵压力方法中的齿轮端面间隙自动补偿相类似。

##### 2) 减少叶片对定子作用力

前面已阐述，为保证叶片顶部与定子内表面紧密接触，所有叶片底部都与高压腔相连通。当叶片在低压腔时，叶片底部受高压油作用，而顶部受低压油作用，这一压力差使叶片以很大的力压向定子内表面，在叶片和定子之间产生强烈的摩擦和磨损，使泵的寿命降低。所以对高压双作用式叶片泵来说，这个问题尤为突出，因此高压双作用式叶片泵必须在结构

上采取相应的措施，常用的措施有：

(1) 减少作用在叶片底部的液压力。将泵高压油通过阻尼孔或内装式减压阀接通到处于低压腔的叶片底部，这样使叶片压向定子内表面的作用力不至于过大。

(2) 减少叶片底部面积  $S$ 。减少叶片厚度可减小叶片底部的作用力，但受材料工艺条件的限制，叶片不能做得太薄，一般厚度为  $1.8\text{mm}\sim 2.5\text{mm}$ 。

(3) 采取双叶片结构，如图 3-32 所示。在转子 2 的槽中装有两个叶片 1，它们之间可以相对自由滑动，在叶片顶端和两侧面倒角之间构成 V 形通道，使叶片底部的压力油经过通道进入叶片顶部，使叶片底部和顶部的压力相等。适当选择叶片顶部棱边的宽度，即可保证叶片顶部有一定的作用力压向定子 3，同时又不至于产生过大的作用力而引起定子的过度磨损。

(4) 采用复合叶片结构，如图 3-33 所示。叶片由母叶片 1 和子叶片 4 组成，母叶片和子叶片能相对滑动，母叶片底部 L 腔经油孔（虚线所示）始终与所在油腔相连通，子叶片和母叶片之间的小腔 C 通过配流盘的环形 K 槽总是接通压力油。当叶片在吸油区工作时，母叶片回底部 L 腔不受高压油作用，它只在 C 腔高压油的作用下而压向定子，这就相当于减少了叶片底部承受压力油作用面积，使该作用力较小，并可以保证叶片与定子接触良好。这种方法可用于额定压力达  $21\text{MPa}$  的高压叶片泵上。

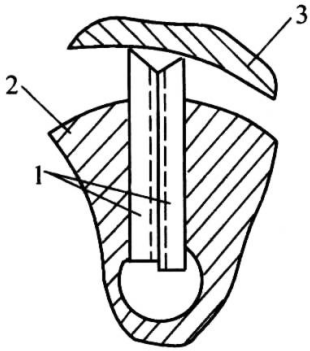


图 3-32 双叶片式工作原理图

1—叶片；2—转子；3—定子。

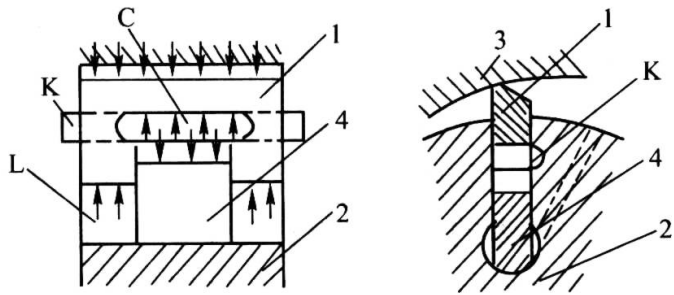


图 3-33 复合叶片式工作原理图

1—母叶片；2—转子；3—定子；4—子叶片。

### 3.3.2 单作用式叶片泵

#### 1. 单作用式叶片泵的工作原理

图 3-34 为单作用叶片泵工作原理图。单作用式叶片泵也是由转子 1、定子 2、叶片 3 和配流盘（图中未画出）等零件组成。与双作用式叶片泵明显不同之处是，定子的内表面是圆柱面，转子与定子之间有一偏心量  $e$ ，配流盘开一个吸油窗口和一个排油窗口。叶片装在转子槽内可灵活地径向往复滑动。当转子转动时，由于离心力作用，叶片顶部将始终压紧在定子内圆表面上。这样，定子内表面、转子外表面、两相邻叶片和配油盘平面就形成密封容积。当转子按图示方向旋转时，图中右边两相邻叶片外伸，密封容积逐渐加大，产生局部真空，油液在大气压力作用下从右部低压口吸入，这是吸油过程；图中左边相邻叶片受定子内表面制约而向转子槽内退缩，使密封容积逐渐变小，油液从左部高压口被压出而输入到系统，这是排油过程。在吸油区与排油区之间各有一段封油区将它们相互隔开，以保证泵转一周过程中，每个密封容积完成吸油和排油各一次，所以称为单作用式叶片泵。由于转子上受有不平衡液压作用力，故又称为非平衡式叶片泵。

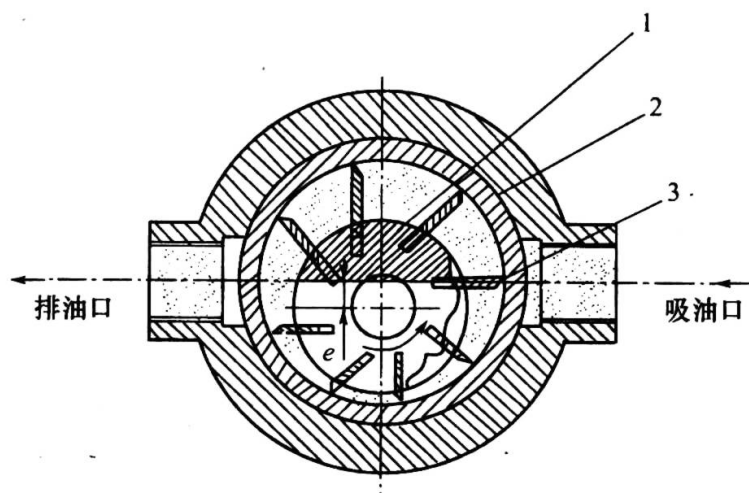


图 3-34 单作用叶片泵工作原理图

1—转子；2—定子；3—叶片。

当改变定子与转子偏心量  $e$  的正负方向时，可使吸、排油口交换，即原来的吸油口变成排油口，原来的排油口变成吸油口。

## 2. 单作用式叶片泵的转子和配流盘

单作用式叶片泵的转子结构如图 3-35 所示。在转子上径向均布  $Z$  条叶片槽（图中  $Z=15$ ），并相对旋转方向后倾  $\theta$  角（通常  $\theta=20^\circ \sim 30^\circ$ ），恰好与双作用式叶片泵的叶片偏转角方向相反，这是为什么呢？双作用式叶片泵升程  $h=R-r$  较大，定子内表面的过渡段曲率半径  $\rho$  变化很大，使处于高压区的叶片退回困难，而造成磨损加剧；而单作用式叶片泵的定子内表面为圆柱面，它相对转子中心的曲率半径变化较小，叶片升程  $h=e$  较小，压力角问题不明显，主要矛盾是叶片在低压吸油区外伸困难。低压区的叶片受径向离心力和切向惯性力作用，两者的合力方向有使叶片相对旋转方向的后倾趋势，故在转子上顺势设计相对旋转方向后倾的叶片槽有利于叶片伸出。简单地说，两种叶片泵的叶片在转子槽中径向往复运动时遇到的主要矛盾不同，解决方法也不同。单作用式叶片泵的主要矛盾是叶片在低压吸油区伸出困难，而双作用式叶片泵的主要矛盾是叶片在高压排油区退回困难，故两种叶片泵的叶片相对旋转方向的倾角相反。

单作用式叶片泵的配流盘如图 3-36 所示。它开有 4 条间断的油槽，外部 2 条油槽分别

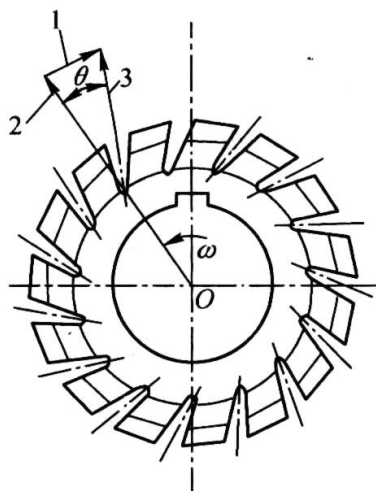


图 3-35 单作用式叶片泵转子结构图

1—切向惯性力；2—离心力；3—合力。

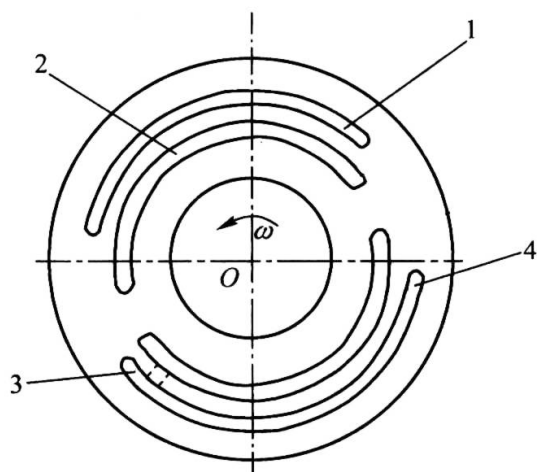


图 3-36 单作用式叶片泵配流盘结构图

1—叶片底部通油槽；2—配油口；3—高压腔；4—低压腔。

为高压和低压配流窗口，内部 2 条油槽分别与位于高压区和低压区的叶片底部相连通，使位于高压区的叶片底部通高压油、位于低压区的叶片底部通低压油，所以叶片底部和顶部所受液压力基本上是平衡的，这就避免了叶片与定子内表面的严重磨损问题。简言之，配流盘外部油槽是解决配流问题，内部油槽是解决磨损问题。

### 3. 单作用式叶片泵的排量和流量

图 3-37 为单作用叶片泵排量和流量计算原理简图。设定子直径为  $D=2R$ ，转子直径为  $d=2r$ ，宽度为  $B$ ，叶片数为  $Z$ ，两叶片间夹角为  $\beta=2\pi/Z$ ，定子与转子的偏心量为  $e$ 。两相邻叶片在  $AB$  位置充液体积为  $V_1$ ，在对称的  $CD$  位置充液体积为  $V_2$ 。当单作用式叶片泵的转子每转一周时，每两相邻叶片间的密封容积变化量为  $(V_1-V_2)$ 。若近似把  $AB$  和  $CD$  看做是以  $O_1$  为圆心的圆弧，则有

$$V_1 = \frac{B}{2}[(R+e)^2 - r^2]\beta \quad (3.3.12)$$

$$V_2 = \frac{B}{2}[(R-e)^2 - r^2]\beta \quad (3.3.13)$$

因为叶片数为  $Z$ ，故在转子转一周时，容积变化量即几何排量  $q_{Bv} = (V_1 - V_2)Z$ 。由于叶片夹角  $\beta = 2\pi/Z$ ，故几何排量  $q_{Bv}$  可表示为

$$q_{Bv} = (V_1 - V_2)Z = 2\pi DBe \quad (3.3.14)$$

如果考虑叶片体积（宽度  $B$ ，厚度为  $\delta$ ，有效高度为  $2e$ ，叶片倾角为  $\theta$ ，叶片数为  $Z$ ），则几何排量  $q_{Bv}$  可表示为

$$q_{Bv} = 2Be\left(\pi D - \frac{Z\delta}{\cos\theta}\right) \quad (3.3.15)$$

式中  $B$ ——叶片转子宽度；  
 $D$ ——定子内径；  
 $e$ ——偏心距；  
 $Z$ ——叶片数；  
 $\delta$ ——叶片厚度；  
 $\theta$ ——叶片安装倾角。

则叶片泵的实际输出流量  $Q_B$  为

$$Q_B = 2Be\left(\pi D - \frac{Z\delta}{\cos\theta}\right)n_B\eta_{Bv} \quad (3.3.16)$$

式中  $n_B$ ——叶片泵转速；  
 $\eta_{Bv}$ ——容积效率。

由式 (3.3.14) ~ 式 (3.3.16) 可以看出，改变叶片泵的偏心距  $e$  可改变它的几何排量  $q_B$  和输出流量  $Q_B$ 。

单作用式叶片泵的瞬态流量分析方法与径向柱塞泵是一致的，理论研究表明，叶片为奇数时有较好的流量均匀性。单作用式叶片泵的叶片数通常取  $Z=15$ ，故流量脉动甚小。

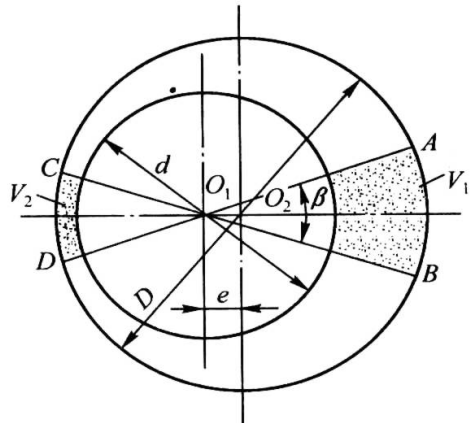


图 3-37 单作用式叶片泵的排量计算原理简图

3.3.3 限压式变量叶片泵

1. 限压式变量叶片泵的种类

单作用式叶片泵为变量叶片泵。在变量叶片泵中，限压式变量叶片泵是一种常用的泵，根据改变偏心距  $e$  的方式不同，有内反馈式和外反馈式两种变量叶片泵，其中外反馈式变量叶片泵应用较多。

1) 外反馈限压式变量叶片泵

图 3-38 为外反馈限压式变量叶片泵工作原理图，图 3-39 为 YBX 型外反馈限压式变量叶片泵结构简图。在图 3-38 中，转子中心  $O_1$  是固定的，定子中心  $O_2$  可左右移动。定子右侧有一弹簧，其预压缩为  $x_0$ ，左部有柱塞式控制液压缸，有效面积为  $A$ ，初始时，定子弹簧预压力  $kx_0$  作用下，它与转子偏心距  $O_1O_2$  为最大，即  $O_1O_2=e_0=e_{\max}$ 。

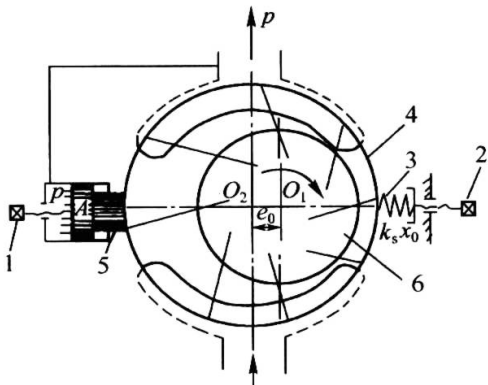


图 3-38 外反馈限压式变量叶片泵工作原理图

1—偏心调节螺钉；2—预紧力调节螺钉；3—限压弹簧；4—定子；5—柱塞；6—转子。

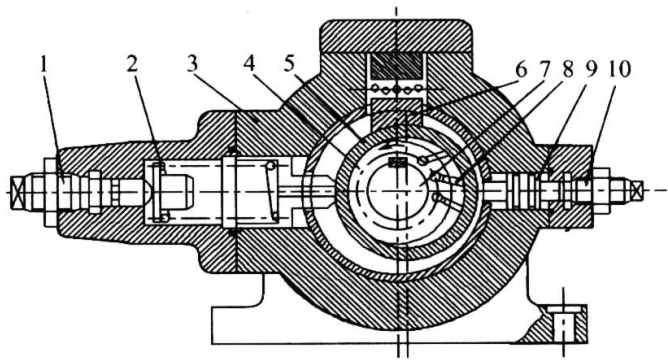


图 3-39 YBX 型外反馈限压式变量叶片泵

1—预紧力调节螺钉；2—限压弹簧；3—泵体；4—转子；5—定子；6—滑块；7—泵轴；8—叶片；9—反馈柱塞；10—最大偏心调节螺钉。

在图 3-38 中，当转子顺时针转动时，下部为吸液低压腔，上部为排液高压腔，泵出口压力油液中经内部通道作用在柱塞上，其液压力  $pA$  作用在定子上，与弹簧预压力  $kx_0$  ( $k$  为弹簧刚度， $x_0$  为弹簧预压缩量) 相平衡。当  $pA \leq kx_0$  时，定子不动，偏心距为最大 ( $e=e_{\max}$ )，泵的流量为最大 ( $Q(p)=Q_{\max}(p)$ )，并可表示为

$$Q_{\max} = k_q e_{\max} - C_L p \tag{3.3.17}$$

式中  $k_q$ ——泵流量系数；  
 $e_{\max}$ ——最大偏心距；  
 $C_L$ ——泵泄漏系数；  
 $p$ ——泵的负载压力。

当液压力  $pA > kx_0$  或泵工作压力  $p$  大于限定压力  $p_0=kx_0/A$  时，定子右移为  $x$ ，偏心距减小为  $(e_{\max}-x)$ ，泵流量变小；当负载压力  $p$  继续升高，则偏心距继续变小，流量进一步变小，直至为零，这时泵的工作压力  $p = p_{\max}$ 。

当  $pA > kx_0$  时，其流量和压力平衡方程为

$$Q = k_q e - C_L p = k_q (e_{\max} - x) - C_L p \tag{3.3.18}$$

$$pA = k(x_0 + x) \tag{3.3.19}$$

式中  $x$ ——泵的偏心变化量 (定子位移量)。



由式 (3.3.18) 求出  $x$

$$x = \frac{pA}{k} - x_0 = \frac{A}{k}(p - p_0) \tag{3.3.20}$$

将式 (3.3.20) 代入式 (3.3.18)，则有

$$Q = k_q \left[ e_{\max} - \frac{A}{k}(p - p_0) \right] - C_1 p \quad (p > p_0) \tag{3.3.21}$$

式 (3.3.18) 和式 (3.3.21) 描述了外反馈限压式变量叶片泵的流量—压力特性， $Q—p$  特性曲线如图 3-40 所示。由图 3-40 知，当泵的工作压力小于  $p_0$  时，其流量  $Q$  变化按斜线  $AB$  变化，在该阶段变量泵相当一个定量泵，图中  $B$  点为曲线的拐点，其对应的压力就是限定压力  $p_0$ ，它表示泵在原始偏心量  $e_{\max}$  时可达到的最大工作压力。当泵的工作压力  $p$  超过  $p_0$  时，偏心量  $e$  减小，输出流量随压力的增高而急剧减少，流量按  $BC$  段曲线变化， $C$  点所对应压力  $p_{\max}$  为截止压力（又称为最大压力）。当更换不同刚度的限压弹簧时，可改变曲线  $BC$  段的斜率，弹簧刚度  $k$  值越小（越“软”）， $BC$  段越陡， $p_{\max}$  值越小；反之，弹簧刚度  $k$  值越大（越“硬”），曲线  $BC$  段越平缓， $p_{\max}$  值亦越大。

限压式变量叶片泵的流量—压力特性曲线表明了它的静态特性。调节螺钉 1（见图 3-39）可以改变泵的最大流量，使特性曲线  $AB$  段上下平移；调节限压弹簧 2 可改变限定压力  $p_0$  的大小，使特性曲线  $BC$  段左右平移。

### 2) 内反馈限压式变量叶片泵

内反馈限压式变量叶片泵的工作原理与外反馈限压式变量叶片泵相似。图 3-41 为内反馈限压式变量叶片泵的工作原理图。

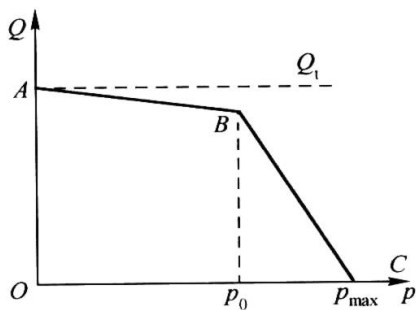


图 3-40 限压式变量叶片泵特性曲线

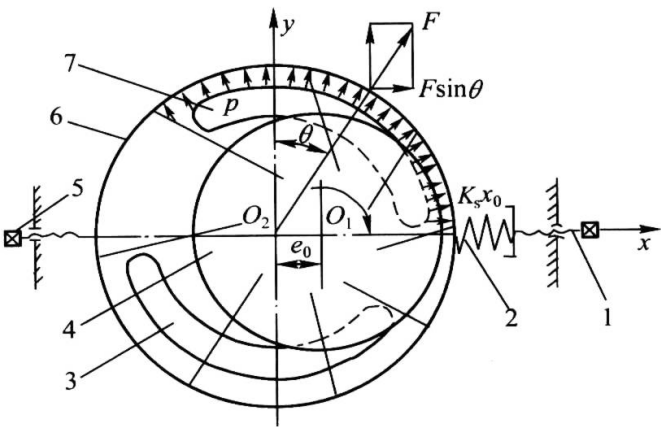


图 3-41 内反馈限压式变量叶片泵工作原理图

1—偏心调节螺钉；2—限压弹簧；3—吸油口；4—转子；  
5—预紧力调节螺钉；6—定子；7—压油口。

从图中看出，由于内反馈限压式变量叶片泵配流盘的吸、压油窗口相对泵中心线  $y$  是不对称的，存在着偏角  $\theta$ ，因此泵在工作时，压油区的压力油作用于定子的力  $F$  也偏一个  $\theta$  角，这样  $F$  在  $x$  轴方向的分力为  $F \sin \theta$ ，当分力  $F \sin \theta$  超过限压弹簧限定作用力时，则定子向右移动，减少定子与转子偏心量  $e$ ，因而使泵的输出流量减小。

这种变量泵是依靠压油腔压力直接作用在定子上来控制变量的，故称为内反馈限压式变量叶片泵。

### 2. 限压式变量叶片泵的应用

由于限压式变量叶片泵具有上述特点，因此它常用于执行机构需要快、慢速的液压系

统。例如用于组合机床动力滑台的进给系统，用来实现快进、工进、快退等工作循环，也可用于定位、夹紧系统。当执行机构快进或快退时，需要大流量和较小的工作压力，这样，可利用限压式变量叶片泵流量—压力特性曲线（见图 3-40）中  $AB$  段；在工作进给时，需要较小流量和较大的工作压力，这样可利用  $BC$  段。在定位夹紧系统中，定位、夹紧部件移动时需要低压大流量，即可用  $AB$  段；当定位、夹紧时，仅需要维持较大的压力和补偿泄漏量的流量，则可以利用特性曲线  $C$  点的特性。

从上面叙述中可以看出，限压式变量叶片泵功率利用合理，可减少功率损耗，减少油液发热，并且可以简化油路系统。但由于限压式变量叶片泵结构比较复杂，泄漏比较大，所以使执行机构运动速度不够平稳。

### 3.4 轴向柱塞泵

利用柱塞在缸体内作往复运动而工作的液压泵称柱塞泵。柱塞轴线与缸体轴线平行或略有倾斜的柱塞泵称轴向柱塞泵。柱塞轴线与缸体轴线平行的称直轴式轴向柱塞泵，简称直轴泵；因支承柱塞头部的零件为斜盘，又称斜盘泵。斜盘泵分为两种，驱动轴线不穿越斜盘的称半轴式轴向柱塞泵；驱动轴线穿越斜盘的称通轴式轴向柱塞泵，简称通轴泵。柱塞轴线与缸体轴线略有倾斜、缸体与驱动轴有明显倾角的称斜轴式轴向柱塞泵，简称斜轴泵。

与齿轮泵和叶片泵相比，轴向柱塞泵有如下特点：由于密封容积是由缸孔和柱塞构成的，配合表面质量和尺寸精度易达到设计要求，密封性好，泄漏量小，效率高（总效率  $\eta_B = 0.8 \sim 0.9$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.9 \sim 0.95$ ，机械效率  $\eta_{Bm} = 0.88 \sim 0.93$ ）；工作压力高（一般为  $14\text{MPa} \sim 40\text{MPa}$ ，最高允许压力  $50\text{MPa}$ ，甚至可达  $100\text{MPa}$ ）。另外转速高（额定转速  $n_H = 1000\text{r/min} \sim 2200\text{r/min}$ ，最高可达  $n_H = 2300\text{r/min} \sim 5000\text{r/min}$ ），体积小和质量轻（功率质量比为  $0.5\text{kW/kg} \sim 1.0\text{kW/kg}$ ，最大可达  $1.7\text{kW/kg}$ ），惯性小和变量容易等，因而在各工业部门得到广泛应用，尤其高压（ $14\text{MPa} \sim 32\text{MPa}$ ）和大功率液压系统中，几乎毫无例外地采用轴向柱塞泵。

轴向柱塞泵的缺点是轴向尺寸大，对零件的工艺和材质要求高，并且由于平面摩擦副的存在，故抗污染能力差，必须特别注意正确选择油液品种和型号及保证油液的清洁度。

#### 3.4.1 斜盘泵工作原理和几何排量

斜盘式轴向柱塞泵工作原理如图 3-42 所示，它由传动轴 5、斜盘 1、柱塞 2、缸体 3、配流盘 4 和弹簧 6 等构成。传动轴 5 与缸体 3 用花键连接并带动缸体 3 转动，缸体 3 上沿圆周均匀分布多个（通常为奇数）平行于主轴轴线的缸孔，孔中装有柱塞 2 以形成密封工作容积；柱塞在尾部弹簧力和低压液压力的作用下，其头部压紧在斜盘平面上，斜盘倾角（斜盘法线与主轴轴线的交角为  $\gamma$ ） $\gamma$  是可调的，调节好后就固定在一定位置上。

当传动轴 5 带动缸体 3 按图示方向（从右部看为逆时针方向）转动时，柱塞 2 在弹簧或斜盘平面的制约下，相对缸体 3 作往复运动；纸面内的柱塞从下死点  $C$  向上死点  $A$  过渡，柱塞在弹簧力的作用下，相对缸孔外伸，密封容积不断变大，形成局部真空，油液经配流盘腰形孔  $a$  被吸入，直到上死点为止，这是吸油过程；同时，纸面外的柱塞在斜盘平面制约下，相对缸孔内移，密封容积不断变小，受挤压的油液经配流盘腰形孔  $b$  被排出而输向系统，直到下死点为止，这是排油过程。

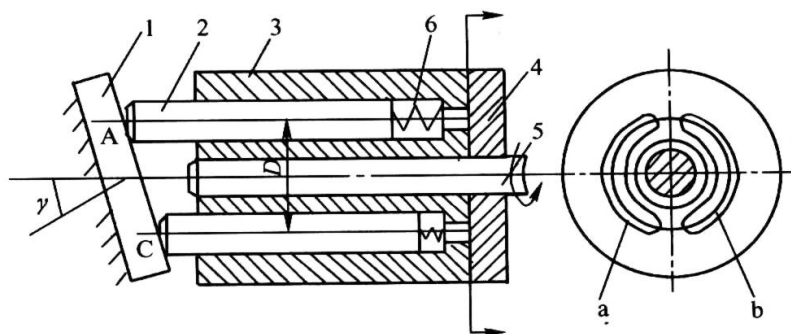


图 3-42 斜盘式轴向柱塞泵工作原理图

1—斜盘；2—柱塞；3—缸体；4—配油盘；5—传动轴；6—弹簧；a、b—腰形孔。

主轴（或缸体）转一周时，每一柱塞均完成一次往复运动和吸排液过程。当调节斜盘倾角  $\gamma$  时，可调节斜盘泵的几何排量。

斜盘泵的几何排量等于柱塞排液行程  $S = D \tan \gamma$ 、柱塞面积  $A = \frac{\pi}{4} d^2$  与柱塞数  $Z$  之积。

如图 3-43 所示，柱塞分布圆直径为  $D$ ，柱塞从上死点 A 到下死点 C 的运动过程为排液过程，排液行程  $S_{\max} = D \tan \gamma$ ，则可确定几何排量  $q_{Bv}$  为

$$q_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 Z D \tan \gamma \quad (3.4.1)$$

式中  $d$ ——柱塞直径；  
 $Z$ ——柱塞数；  
 $D$ ——柱塞分布圆直径；  
 $\gamma$ ——斜盘倾角。

则轴向柱塞泵的输出流量为

$$Q_B = n_B q_{Bv} \eta_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 Z D \eta_{Bv} n_B \tan \gamma \quad (3.4.2)$$

式中  $n_B$ ——液压泵转速；  
 $\eta_{Bv}$ ——容积效率。  
 其他见式 (3.4.1) 注释。

### 3.4.2 柱塞运动分析及瞬态流量特性

单个柱塞的瞬态流量  $q_i$  为其面积  $A$  与瞬态速度  $u_i$  之积，即  $q_i = A u_i$ ，则斜盘泵的瞬态流量  $Q(t)$  等于处于排量区间的柱塞的瞬态流量  $q_i$  之和，即  $Q(t) = \sum q_i$ 。研究瞬态流量必须研究柱塞运动规律。

如图 3-43 所示，设  $t=0$  时柱塞位于上死点 A，经过时间  $t$ ，柱塞（缸体）转角  $\varphi = \omega t$ ，位于斜盘上的 B 点，B 点在  $y$  轴方向的投影为 B'，则柱塞相对缸体（孔）的位移  $S$  为

$$S = AB' \tan \gamma = (R - R \cos \varphi) \tan \gamma \quad (3.4.3)$$

式中  $\varphi$ ——缸体转角， $\varphi = \omega t$ ， $\omega$  为缸体角速度， $\omega = \text{const}$ ；  
 $R$ ——柱塞分布圆半径， $R = D/2$ ， $D$  为直径。

由式 (3.4.3) 可求柱塞位移速度  $u$  为

$$u = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = R \omega \tan \gamma \sin \varphi \quad (3.4.4)$$

则单个柱塞的瞬态流量（单位时间内的排液体积） $q_i$  为

$$q_i = Au_i = \frac{\pi}{4}d^2R\omega \tan \gamma \sin \varphi_i = K \sin \varphi_i \tag{3.4.5}$$

式中  $K$ ——常数， $K = \frac{\pi}{4}d^2R\omega \tan \gamma$ 。

定义柱塞轴线位置进入排液区为柱塞处于排液状态，并约定  $t=0$  时处于上死点处的柱塞为第 1 号柱塞， $t>0$  时它处于排液状态，则泵的瞬态流量  $Q(t)$  可表示为

$$Q(t) = \sum_{i=1}^m q_i = \sum_{i=1}^m Au_i = K \sum_{i=1}^m \sin \varphi_i = Kf(\varphi) \tag{3.4.6}$$

式中  $q_i$ ——第  $i$  号柱塞的瞬态流量；  
 $u_i$ ——第  $i$  号柱塞的瞬态运动速度， $u_i = R\omega \tan \gamma \sin \varphi_i$ ；  
 $\varphi_i$ ——第  $i$  号柱塞相对上死点（ $y$  轴）角位移， $\varphi_i = \varphi + (i-1)\alpha$ ， $\varphi$  为缸体转角  $\alpha = 2\pi/Z$  为柱塞角距， $Z$  为柱塞数；  
 $m$ ——处于排液区的柱塞总数， $Z$  为偶数时  $m=Z/2$ ， $Z$  为奇数时  $m=(Z+1)/2$  ( $0 \leq \varphi \leq \alpha/2$ )， $m=(Z-1)/2$  ( $\alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha$ )；  
 $f(\varphi)$ ——脉动函数， $f(\varphi) = \sum_{i=1}^m \sin \varphi_i$ 。

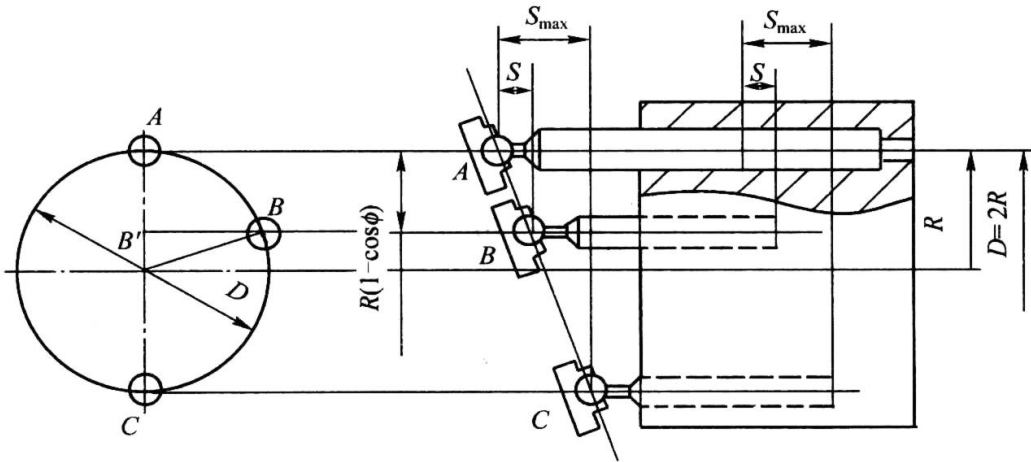


图 3-43 轴向柱塞泵柱塞运动规律示意图

根据复数幂级数和等比数列理论，可以证明

$$f(\varphi) = \frac{\sin \frac{m\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \sin \left( \varphi + \frac{m-1}{2} \alpha \right) \tag{3.4.7}$$

则有

$$Q(\varphi) = \frac{K \sin \frac{m\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \sin \left( \varphi + \frac{m-1}{2} \alpha \right) \tag{3.4.8}$$

(1) 当柱塞数  $Z$  为偶数时，由  $m = Z/2$ ， $\alpha = 2\pi/Z$ ，可得  $m\alpha = \pi$ ，则式 (3.4.8) 可表示为

$$Q(\varphi) = \frac{K \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.4.9)$$

不难看出, 在  $[0, \alpha]$  区间内, 当  $\varphi = \alpha/2$  时,  $Q$  有最大值  $Q_{\max}$ , 即

$$Q_{\max} = \frac{K}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (\varphi = \alpha/2) \quad (3.4.10)$$

当  $\varphi = 0, \alpha$  时,  $Q$  有最小值  $Q_{\min}$ , 即

$$Q_{\min} = \frac{K \cos \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (\varphi = 0, \alpha) \quad (3.4.11)$$

定义流量脉动系数  $\delta_Q$  为最大流量  $Q_{\max}$  与最小流量  $Q_{\min}$  之差与平均理论流量  $Q_t$  之比, 即  $\delta_Q = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q_t$ ; 由式 (3.4.10) 和式 (3.4.11) 求出  $\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min}$ , 则可确定柱塞数  $Z$  为偶数时的流量脉动系数  $\delta_Q$

$$\delta_Q = \frac{\pi}{Z} \tan \frac{\pi}{2Z} = \frac{\alpha}{2} \tan \frac{\alpha}{4} \quad (3.4.12)$$

(2) 当柱塞数  $Z$  为奇数时, 当  $\varphi = 0 \sim \alpha/2$  时, 处于排液区柱塞数由  $m = (Z+1)/2$   $\alpha = 2\pi/Z$  可得  $m\alpha/2 = \pi/2 + \alpha/4$ , 则式 (3.4.8) 为

$$Q(\varphi) = \frac{K \cos\left(\frac{\alpha}{4} - \varphi\right)}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (0 \leq \varphi \leq \alpha/2) \quad (3.4.13)$$

由式 (3.4.13) 可确定极大值  $Q_{\max}$  和极小值  $Q_{\min}$

$$Q_{\max} = \frac{K}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \quad (\varphi = \alpha/4) \quad (3.4.14)$$

$$Q_{\min} = \frac{K \cos \frac{\alpha}{4}}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \quad (\varphi = 0, \alpha/2) \quad (3.4.15)$$

由式 (3.4.14) 和式 (3.4.15) 求出  $\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min}$ , 并进一步可确定流量脉动系数  $\delta_Q$  为

$$\delta_Q = \frac{\pi}{2z} \tan \frac{\pi}{4z} = \frac{\alpha}{4} \tan \frac{\alpha}{8} \quad (0 \leq \varphi \leq \alpha/2) \quad (3.4.16)$$

当  $\varphi = \alpha/2 \sim \alpha$  时, 处于排液区柱塞数  $m = (z-1)/2$ , 则有  $m\alpha/2 = \pi/2 - \alpha/4$ ; 则式 (3.4.8) 为

$$Q(\varphi) = \frac{K \cos\left(\frac{3\alpha}{4} - \varphi\right)}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \quad (\alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha) \quad (3.4.17)$$

由式 (3.4.17) 可确定  $\varphi = 3\alpha/4$  时有极大值  $Q_{\max}$ ;  $\varphi = \alpha/2, \alpha$  时有极小值  $Q_{\min}$ , 并且与  $\varphi = 0 \sim \alpha/2$  时的极大值和极小值完全是相同的, 流量脉动系数也是相同的 (见式 (3.4.14) ~ 式 (3.4.16))。

比较式 (3.4.12) 和式 (3.4.16) 知, 当柱塞数为奇数时流量脉动率较小; 当  $Z=5 \sim 12$



时的奇偶数柱塞泵的流量脉动率见表 3-5。

表 3-5 流量脉动率与柱塞数 Z 的关系

z	5	6	7	8	9	10	11	12
$\delta_q/\%$	4.98	14	2.53	7.8	1.53	4.98	1.02	3.45

另外，通过如上分析可知，偶数柱塞泵的流量脉动周期角  $\Delta\theta=\alpha$ ，脉动周期  $T=\alpha/\omega$ ，脉动频率  $f_Q=1/T=nz/60$  (Hz)；当  $z$  为奇数时，流量脉动周期角  $\Delta\theta=\alpha/2$ ，脉动周期  $T=\alpha/2\omega$ ，脉动频率  $f_Q=1/T=nz/30$  (Hz)。综上所述，当  $z$  为奇数时，流量脉动系数  $\delta_Q$  较小，而脉动频率较高，即流量品质较好。这就是斜盘泵（包括斜轴泵）的柱塞数通常采用奇数的原因。但近年来的理论和实验研究均表明，奇、偶数柱塞泵的流量脉动周期角  $\Delta\theta$  均为  $2\pi/z$ ，并且流量脉动并没有明显差异。

3.4.3 直轴式柱塞泵典型结构

目前国内直轴式柱塞泵的规格型号尚无统一技术标准，主要有济南铸锻机械研究所系列、北京起重机器厂系列、上海液压泵厂系列等，规格中的字符意义如图 3-44~图 3-46 所示，其中影响较大的为济南铸锻研究所系列。

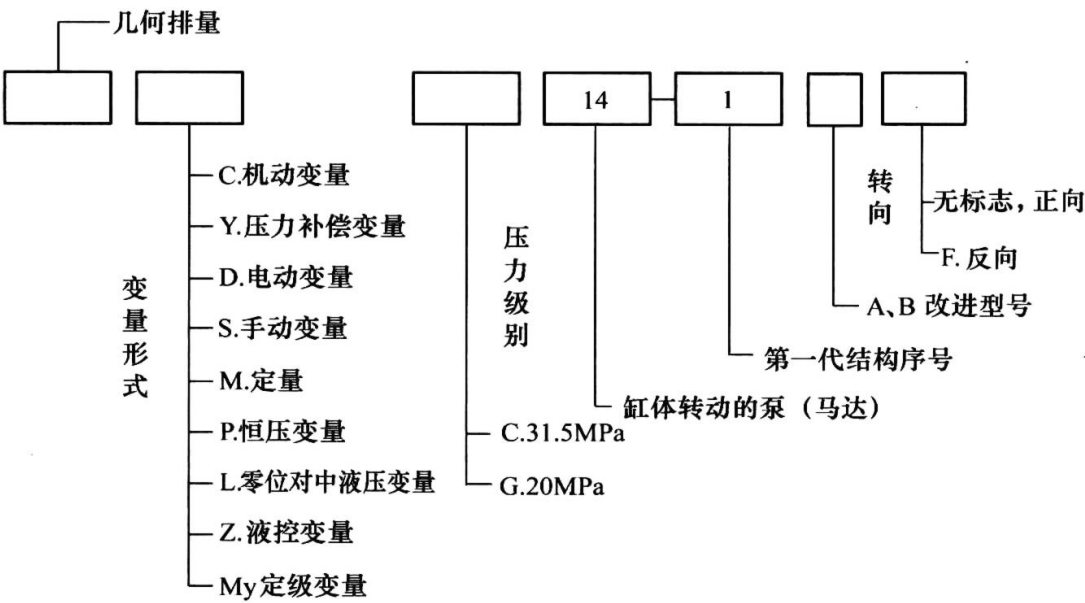


图 3-44 济南铸锻机械研究所系列规格型号含义

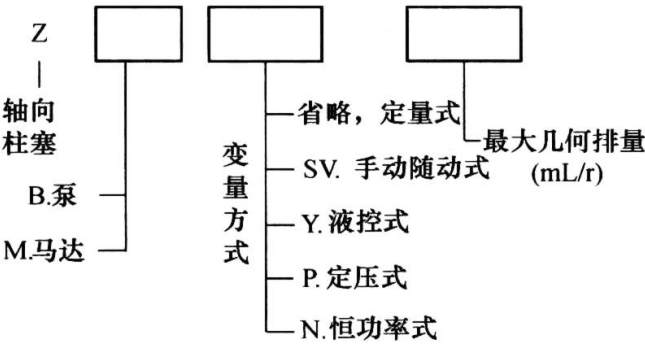


图 3-45 北京起重机器厂系列规格型号含义

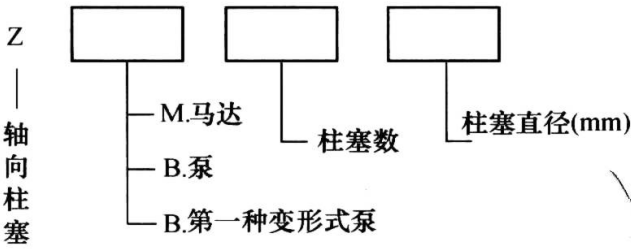


图 3-46 上海液压泵厂系列

### 1. CY14-1 型轴向柱塞泵主体结构

目前，国内生产和使用最多的轴向柱塞泵为半轴式斜盘泵，它由主体和变量机构两部分组成。排量相同泵的主体结构相同，配以不同的变量机构，便派生出许多类型。

图 3-47 为 SCY14-1 型手动变量的轴向柱塞泵的结构简图，额定工作压力为 32 MPa。图中的中部和右半部（零件 1~14）为主体部分，左半部（零件 15~23）为手动变量机构。泵体由中间泵体 1 和前泵体 8 组成；传动轴 9 支承在前泵体 8 的滚动轴承上，穿越配流盘 7（由销钉 6 固定在前泵体 8 上），与缸体 5 用花键相连接；用圆柱滚子轴承 2 支承在中间泵体 1 上的缸体 5 内均布 7 个轴向孔，孔内装有柱塞 4，其头部与滑靴 3 用球铰联接，可随意转动；回程盘 14 将滑靴 3 压紧在斜盘 20 上，为减小摩擦，滑靴和柱塞中心加工有直径为 1mm 的小孔，以使压力油液引到滑靴底部而形成静压支承；装在传动轴 9 内的定心弹簧 10 通过钢球 13 给回程盘 14 以压紧力。当传动轴 9 带动缸体 5 和柱塞 4 转动时，回程盘 14 上的弹簧力使柱塞 4（通过滑靴 3）相对缸体外移，而斜盘 20 则强制使柱塞 4（通过滑靴 3）相对缸体缩回，这样就完成吸液和排液。吸排液通道分布在前泵体的左右两侧，其内部通道与配流盘的吸排液口相连。

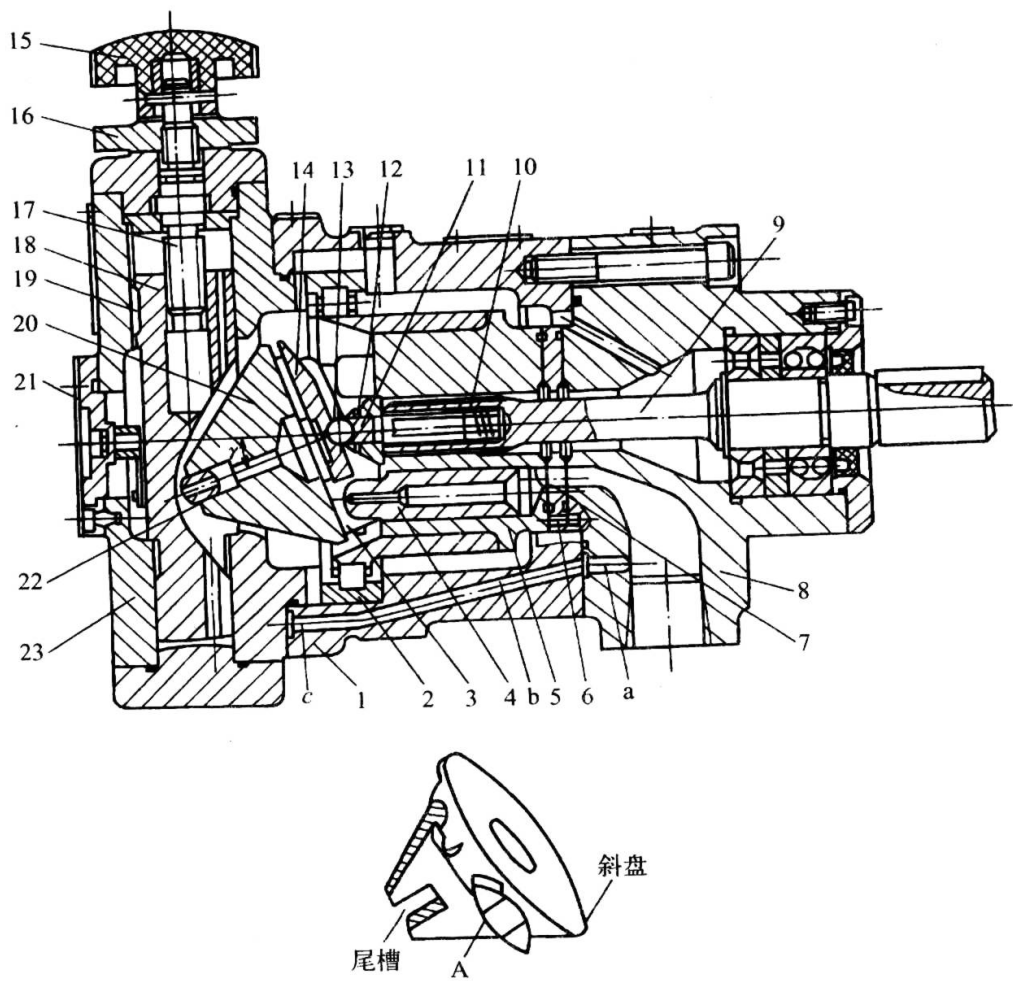


图 3-47 SCY14-1 型手动变量轴向柱塞泵结构简图

- 1—中间泵体；2—圆柱滚子轴承；3—滑靴；4—柱塞；5—缸体；6—销钉；7—配流盘；8—前泵体；9—传动轴；  
10—定心弹簧；11—内套；12—外套；13—钢球；14—回程盘；15—手柄（轮）；16—螺母；17—螺杆；  
18—变量活塞；19—导向键；20—斜盘；21—刻度盘；22—销轴；23—变量壳体。

### 2. 变量机构

斜盘泵变量机构的作用是调节斜盘倾角，以调节几何排量，常见的变量机构如下。

### 1) 手动变量机构

SCY14-1 型轴向柱塞泵的手动变量机构如图 3-47 左半部分（零件 15~23）所示。调节排量时，先松开（锁紧）螺母 16，传动手柄（轮）15，固定在其上的螺杆 17 随之转动，导向键 19 使能转动的螺杆 17 带动变量活塞 18 及固定在活塞 18 上的销轴 22 上下移动。斜盘 20 两侧耳轴（图 3-47 下图）支承在变量壳体 23 上，销轴 22 的移动使斜盘 20 绕耳轴回转中心转动，从而改变斜盘倾角  $\gamma$ 。调节好后，用螺母 16 将螺杆 17 锁定。以防止松动。手动回转变量机构简单，但操纵力较大，只有在停车或泵工作压力较低时才能实现排量调节。

### 2) 手动伺服变量机构

手动伺服变量机构如图 3-48 所示，由拉杆 6、伺服阀芯 5（阀套在活塞 2 上）、（差动变量）活塞 2、（差动液压缸）缸体 1 及液压缸上、下端盖等组成，斜盘以两侧外伸的圆弧面支承在（差动液压缸）缸体 1 上，活塞 2 上的销轴 3 位于斜盘 7 的尾槽中，活塞 2 上、下移动时，通过销轴 3 带动斜盘 7 绕压紧钢球上、下摆动，以改变斜盘 7 的倾角  $\gamma$ ，调节几何排量。

其工作原理如下：来自泵出口的压力油液经泵壳体内的通道引入孔道 a，经过单向阀 4，进入差动液压缸底部的 d 腔，再经过（差动变量）活塞 5 内的通道 e 作用在伺服阀芯的环形槽 f 上。当拉杆 6 不动作时，伺服阀芯 5 与（差动变量）活塞 2 上的阀套构成的伺服阀处于中间位置的封闭状态，这时液压缸上腔 g 既不能通压力油，也不能回液（与阀芯下环形通道 i 相通的回油通道 h 被封闭），故（差动变量）活塞 2 不能移动，斜盘 7 不动，排量固定再预先调定值上。当拉杆 6 下移时，高压油经 f 口到 g 腔（环形通道 i 封闭），由于（差动变量）活塞 2 上端面积大于下端面积（面积比值通常为 2），故活塞 2 下移，带动斜盘 7 逆时针摆动，倾角  $\gamma$  增大，排量变大，直至阀芯上的环形槽 f 口重新处于封闭状态。当拉杆 6 上移时，环形回油通道 i 被打开，上腔油液经 h 通道和 i 口回油箱，（差动变量）活塞 2 在下腔液压作用下上移，使斜盘 7 顺时针摆动， $\gamma$  角变小，排量变小，直至伺服阀芯 5 又重新处于封闭（静止）状态。

在手动伺服变量机构中，人工拉动伺服阀芯上、下移动只需克服很小的摩擦力，而差动变量活塞可产生很大的推力，使斜盘摆动，以达到变量的目的，故操作力很小，并且控制方便，这种变量机构是一个人工控制的位移（置）伺服机构，斜盘摆角  $\gamma$ （输出）完全可以跟踪伺服阀芯的位移（输入），故称手动伺服变量机构。

### 3) 恒功率变量机构

恒功率变量机构为液压随动（伺服）变量机构，又称压力补偿变量机构，结构原理如图 3-49 所示，其工作特点是，在一定压力范围内，泵的输出流量随压力升高而减小（或相反），压力和流量近似成双曲线关系，即泵的输出功率  $pQ \approx \text{const}$ ，故称恒功率变量机构。

泵工作时，泵出口压力油液的一小部分经中间泵体上的通道 c（参看图 3-47）打开单向阀 9 进入变量机构的下腔 d，再沿通道 e 作用到伺服阀芯 6 的下端的环形面积上（见图 3-50）。当泵出口压力不太高时（ $p_B < (3 \sim 7) \text{MPa}$ ），环形面积上的液压力小于外弹簧 3 对伺服阀芯 6 的作用力，则伺服阀芯 6 处于最下方位置（图 3-50(a)）。此时通道 f 的出口被打开，d 腔和 g 腔相通，压力相等。由于变量活塞 8 为上大下小的差动活塞，其上部作用力（液压力和弹簧力）大于下部液压力，故其处在最下方位置，此时斜盘倾角  $\gamma = \gamma_{\max}$ ，泵输出流量  $Q_B = Q_{B\max}$ 。

当泵工作压力达到一定值时（ $p > (3 \sim 7) \text{MPa}$ ），伺服阀芯 6 下部环形面积上的液压力

大于外弹簧 3 对它的预压紧力时，伺服阀芯 6 上移，通道 f 的出口被封闭，同时通道 i 的出口被打开（图 3-50(b)），g 腔的压力油液经通道 i 和阀芯上的小孔（图中虚线）泄流油箱，则差动变量活塞在 d 腔油液的压力作用下随之上移，使斜盘倾角变小，泵出口流量减小。

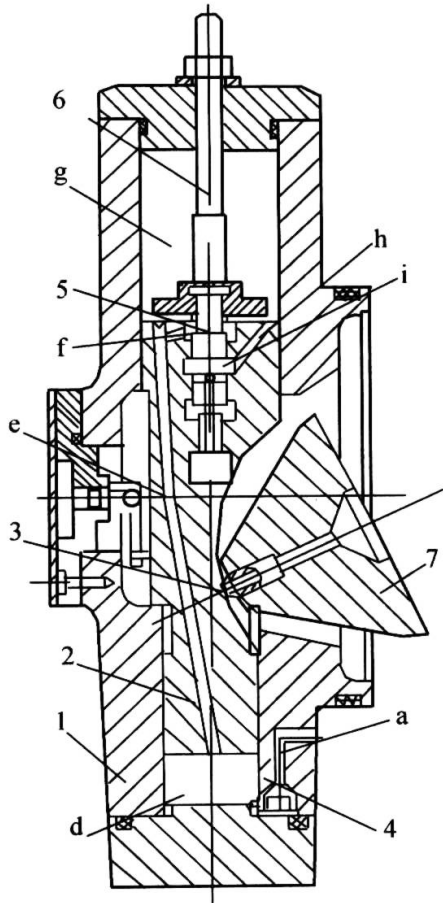


图 3-48 手动伺服变量机构

1—缸体；2—活塞；3—销轴；4—单向阀；5—伺服阀芯；  
6—拉杆；7—斜盘；a—通道；d—底腔；e—通道；  
f—环形槽；g—上腔；h—回油通道；i—环形通道。

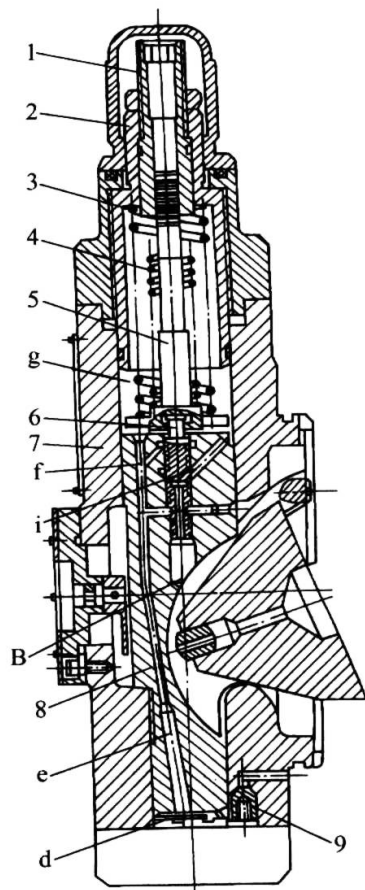


图 3-49 恒功率（压力补偿）变量机构结构原理

1、2—调节套；3—外弹簧；4—内弹簧；5—心轴；  
6—伺服阀芯；7—变量壳体；8—差动变量活塞；  
9—单向阀。

差动变量活塞 8 上移，泄油通道 i 被封闭，此时进油通道 f 仍被封闭（图 3-50(c)），g 腔被封闭，当差动变量活塞 8 上下腔液压力平衡时，停止运动，斜盘处于新位置上。

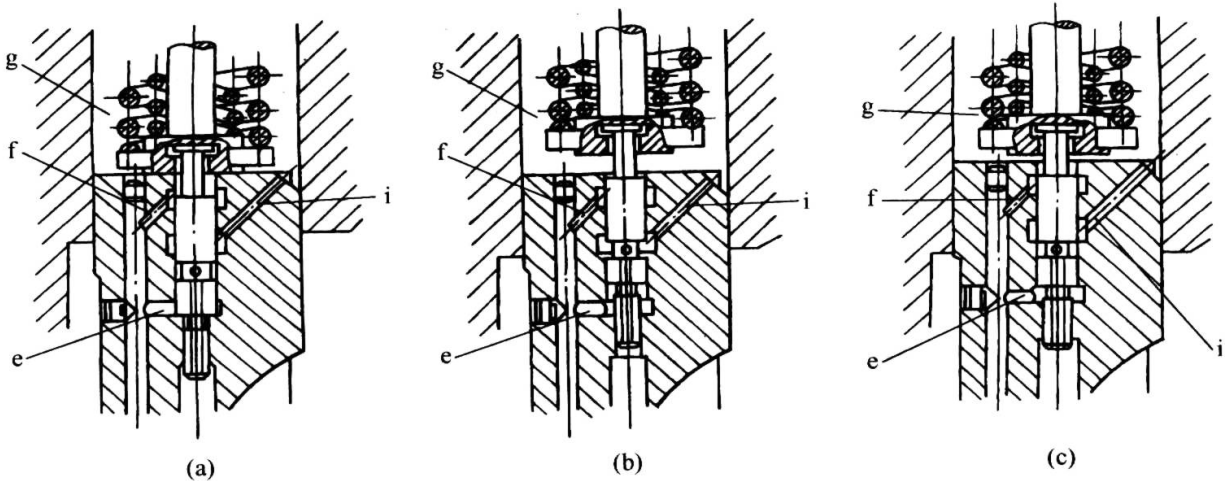


图 3-50 伺服阀芯和变量活塞位置变化图

(a) 伺服阀芯处最下方位置，f 口打开，i 口封闭；(b) 伺服阀芯上升，i 口打开，f 口封闭，变量活塞将上升；  
(c) 变量活塞上升，i 口封闭，f 口封闭，变量活塞停止。



泵的出口压力越大，伺服阀芯 6 上升的高度也就越大，差动变量活塞 8 相应的上升越高，斜盘倾角  $\gamma$  变得越小，泵的输出流量也越小。当泵出口压力降低，伺服阀芯 6 及差动变量活塞 8 反向位移，使斜盘倾角  $\gamma$  变大，泵输出流量变大。

该变量机构的调节特性曲线如图 3-51 所示，A 点和 G 点为排量减小时的压力起始点，由外弹簧 3 的刚度和调节套 2 的位置决定；当调节套 2 处最上位时，起始点为 A 点，调节变量压力为 3 MPa；当调节套 2 处最下位时，起始点为 G 点，调节变量压力为 7 MPa；阴影部分为泵的调节特点范围。

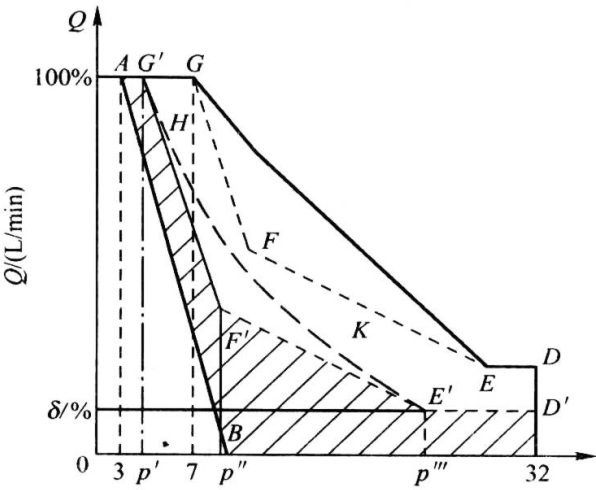


图 3-51 压力补偿变量泵的特性曲线

当仅有一根外弹簧 3 时，调节曲线为 AB，AB 的斜率取决于弹簧的刚度；初始调节压力变大时，特性曲线为 AB 的平行线。当变量机构有内外两根弹簧时，调节特性曲线折线，如图中折线 GFED 或折线 G'F'E'D' 所示，其中前者的调节压力为 7 MPa（调节套 2 处最下方），后者调节压力在（3~7）MPa 之间（调节套 2 处中间某位置上）；其中斜线 GF（或 G'F'）的斜率决定于外弹簧 3，斜线 EF（或 E'F'）的斜率由内外弹簧 4 和 3 决定。折线 GFED 和折线 G'F'E'D' 的对应线段平行，ED（或 E'D'）表示导杆 5 的轴肩已碰到调节套 2 下端面，活塞已不能上升，此时不论压力如何升高，泵的输出流量不再变化。

图中折线 G'F'E' 可以较好地拟合双曲线 G'HKE'，可以近似保证泵的输出功率  $p_B Q_B \approx \text{const.}$

#### 4) 数字式变量机构

数字控制是液压技术的发展趋势之一，它在液压泵中的应用成果之一便是数字变量控制机构，如图 3-52 所示。它是在手动伺服变量机构基础上发展起来的，其基本组成是在原手动变量机构的基础上增加了步进电机 1、支架 2、丝杠 3、螺母 4、导向键 5 等零件。

其变量原理是，向步进电机 1 发出一系列脉动控制信号，它通过丝杠 3、螺母 4 等带动伺服阀芯 8 发生相位的位移  $x_v$ ，使伺服阀口 a、b 开启或关闭，使（差动）变量活塞 10 上腔进液或释压，它在液压力作用下，又产生相应位移  $x_p$ ，当  $x_p = x_v$  时，又重新回到平衡状态。（差动）变量活塞 10 的位移使斜盘 15 的倾角  $\gamma$  变大或变小，变量泵排量增大

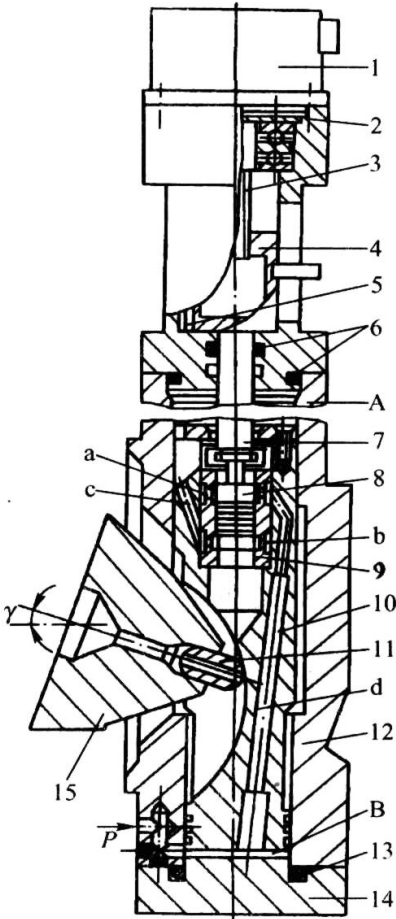


图 3-52 数字变量控制机构

1—步进电机；2—支架；3—丝杠；4—螺母；5—导向键；6、13—密封圈；7—控制杆；8—伺服阀芯；9—阀套；10—变量活塞；11—销轴；12—壳体；14—下盖；15—斜盘。



或减小。例如伺服阀芯 8 下移  $x_v$ 、(差动) 变量活塞 10 随后下移  $x_p = x_v$  时,  $\gamma$  增大, 排量增大; 伺服阀芯 8 上移  $x_v$  时则相反。这与手动伺服变量机构的工作原理是一致的。

### 3.4.4 通轴式轴向柱塞泵

CY14-1 型 (含 B 型) 轴向柱塞泵的缸体需要用较大的滚柱轴承, 以支承缸体运动和承受径向力, 但这种轴承在泵高速运动时寿命不易保证, 而且噪声大, 成本高。为克服上述缺点, 便出现了通轴 (驱动轴穿过斜盘) 泵, 结构原理图如图 3-53 所示。

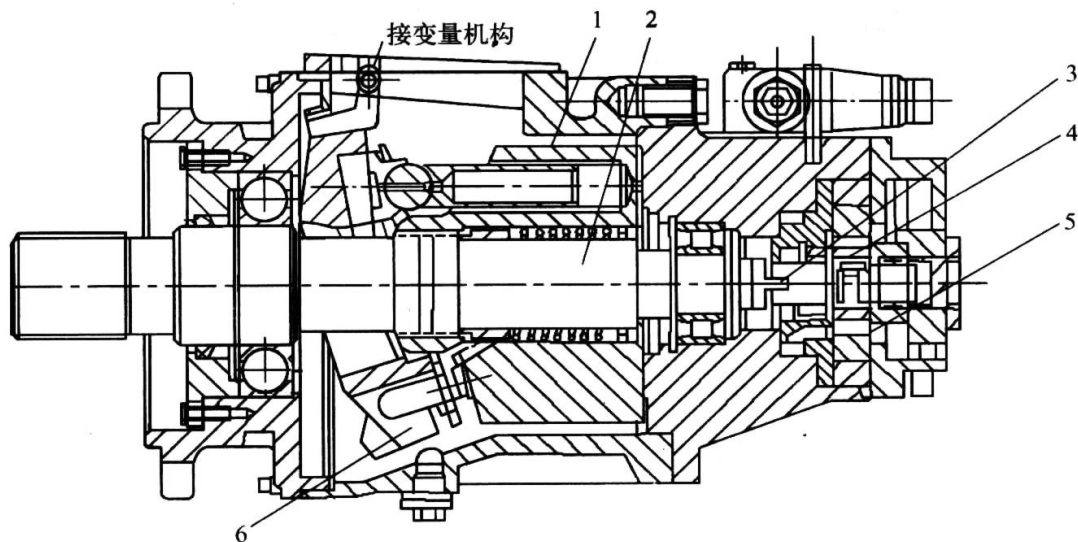


图 3-53 TZ 型轴向柱塞泵

1—缸体; 2—传动轴; 3—联轴器; 4、5—辅助泵内、外转子; 6—斜盘。

通轴式轴向柱塞泵与非通轴式轴向柱塞泵相比, 其主要不同点如下:

(1) 通轴泵的传动轴采用两端支承, 斜盘对滑靴的反力通过柱塞作用在缸体上, 并通过鼓形花键传给传动轴, 因而取消了缸体外缘的大圆柱滚子轴承。另外, 缸体可以绕传动轴上的鼓形花键作微小的摆动, 以维持与配流端面的密封性能, 使缸体具有一定的自动调位性能。

(2) 通轴泵无单独的配流盘, 而是通过缸体和后泵盖端面直接配流。缸体孔内的弹簧 (图中未画出) 将缸体压向右侧配流端面, 以保证启动时密封。

(3) 通轴泵的传动轴右端可以外伸, 通过联轴器来驱动装在泵后盖上的辅助泵 (通常为内啮合齿轮泵、摆线泵) 向闭式系统补油, 因而可以简化油路系统和管路连接, 有利于系统的集成化。

(4) 变量机构 (图中未画出) 的活塞与传动轴平行布置, 并作用于斜盘外缘, 既缩小了泵的径向尺寸, 又可以减少变量机构的操纵力。

由于通轴泵具有以上特点, 自 20 世纪 80 年代开始在国内外广泛地应用于起重运输机械、冶金机械、船舶、化工机械, 尤其是行走机械领域。因行走机械的特点是用发动机驱动泵, 旋转速度和加速度变换范围大, 而对传动轴和缸体通常采用花键连接的通轴泵来说, 对加速度引起的振动具有相当好的刚性, 因此几乎不存在问题。

近年来, 为学习和借鉴国外先进技术, 国内生产厂家引进了德国 Hydromatik 公司的 A4V 通轴式轴向柱塞泵, 如图 3-54 所示。

与常见的通轴泵相比, 该泵有以下显著特点:

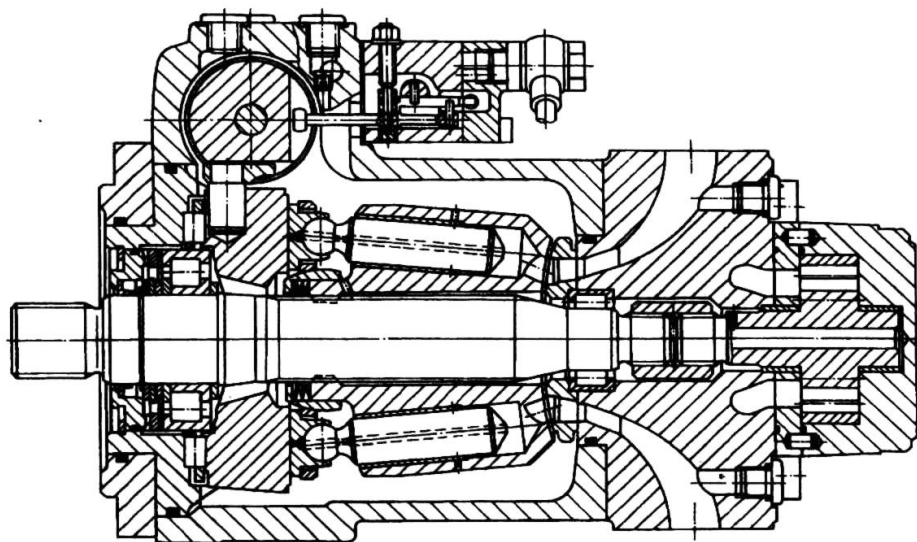


图 3-54 A4V 通轴式轴向柱塞泵

(1) 缸孔或柱塞轴线不是与缸体轴线平行，而是成一定锥角，有利于增大几何排量 and 降低缸体端面的  $pu$  ( $p$  为压力， $u$  为线速度) 值，有利于提高转速。

(2) 采用球面配流副结构。球面配流副不改变泵的配流原理，但它有一定的自定位作用，即缸体与配流盘中心线有倾角时，也不影响配流端面的密封性，有利于提高容积效率。

### 3.4.5 斜轴式轴向柱塞泵

#### 1. 斜轴泵的概念及类型

驱动轴轴线与缸体轴线成一定倾角的轴向柱塞泵称斜轴式轴向柱塞泵，简称斜轴泵。如果以柱塞轴线与缸体轴线平行或略有倾斜来区分直轴泵和斜轴泵，不容易看出两者的差别。以驱动轴的轴线与缸体轴线重合或成一定的倾角来区分直轴泵和斜轴泵，则是显而易见的。根据缸体的驱动形式，斜轴泵可分为中心铰泵（图 3-55）和无铰泵（图 3-56）两类。

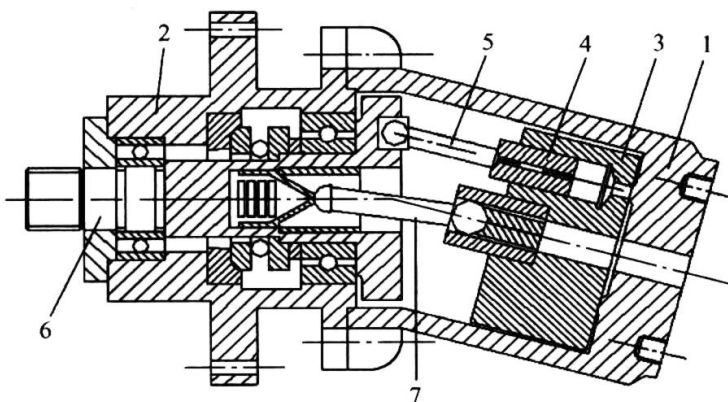


图 3-55 中心铰泵

1—油缸泵体；2—轴承壳体；3—缸体；4—柱塞；5—连杆；6—传动轴；7—中心柱。

中心铰式斜轴泵通过联结驱动轴和缸体的中心（万向）铰（图 3-55 中的中心柱 7）来驱动缸体作旋转运动的。无铰泵是在中心铰泵的基础上发展起来的，它是通过安装在主轴（图 3-56 中的 1）上的连杆 2（另一头与柱塞相连接）的锥形表面与柱塞内壁的接触来拨动缸体运动的，而缸体内的中心杆件仅起支承缸体运动而不是传递运动的作用。无铰泵是斜轴泵（马达）的主流结构形式。

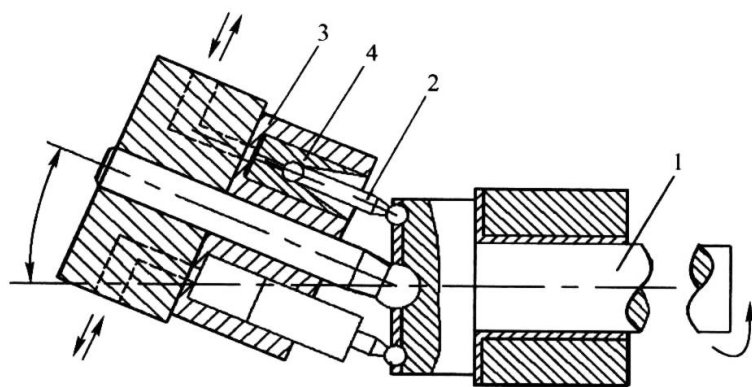


图 3-56 无铰泵

1—主轴；2—连杆；3—缸体；4—柱塞。

## 2. 工作原理和几何排量等

斜轴泵工作原理如图 3-57 所示，它由传动轴（主轴盘，驱动轴）1、连杆 2、缸体 3、柱塞 4、配流盘 5 等组成，柱塞 4 与缸体 3 的缸孔构成密封容积。当传动轴 1 按图示方向转动时（从右侧主轴盘轴线方向看），传动轴 1 先带动铰接在主轴盘和柱塞 4 的连杆 2 的转动，连杆 2 靠紧柱塞 4 的内侧壁面，使柱塞 4 带动缸体 3 逆时针转动并在缸体内作往复运动，纸面内的柱塞相对缸体外移，密封容积变大，形成局部真空，油液自配流盘 5 的吸液窗口 6 被吸入；而纸面外的柱塞在主轴盘和连杆 2 的作用下，相对缸体内缩，密封容积变小，高压油液自配流盘 5 的排液窗口 7 排出而输向系统。

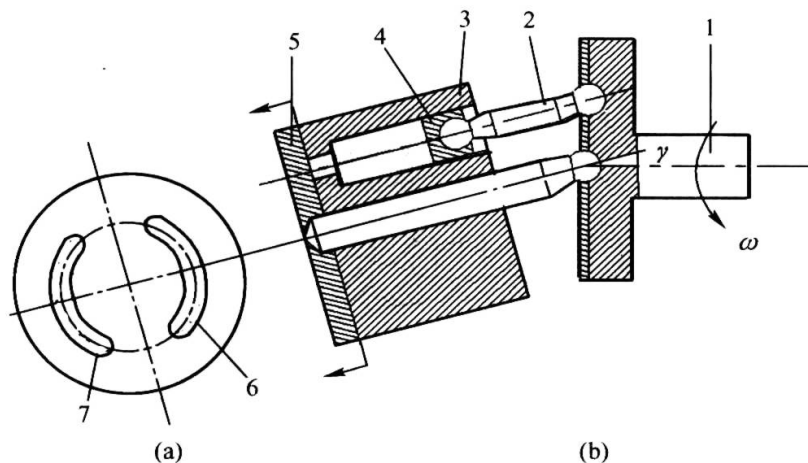


图 3-57 斜轴式轴向柱塞泵工作原理图

1—传动轴；2—连杆；3—缸体；4—柱塞；5—平面配流盘；6—吸入腔；7—压出腔。

主轴盘（或缸体）转一周时，每一柱塞均完成一次吸排液过程。柱塞位移行程  $h = 2R \sin \gamma$ ，则几何排量  $q_{Bv}$  为

$$q_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 Z D \sin \gamma \quad (3.4.18)$$

式中  $d$ ——柱塞直径；

$Z$ ——柱塞数；

$D$ ——主轴盘球窝分布圆直径（略大于缸孔分布圆直径）；

$\gamma$ ——缸体摆线（主轴盘轴线与缸体轴线交角）。

则斜轴式轴向柱塞泵的输出流量为

$$Q_B = Q_l \eta_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 Z D \eta_{Bv} n_B \sin \gamma \quad (3.4.19)$$

式中  $Q_l$ ——平均理论流量,  $Q_l = \pi d^2 Z D n_B \sin \gamma / 4$ ;

$n_B$ ——液压泵(主轴盘缸体)转速;

$\eta_{Bv}$ ——容积效率。

斜轴泵的柱塞相对缸体位移规律比较繁杂, 仅给出位移  $S$  的近似方程如下:

$$S = R(1 - \cos \varphi) \sin \gamma \quad (3.4.20)$$

比较斜轴泵和斜盘泵的位移方程知, 两者的差异仅仅是  $\sin \gamma$  与  $\tan \gamma$  的差别, 因而有关斜盘泵的瞬态流量理论的分析方法及结论是相同的, 不另述。

### 3. 斜轴式轴向柱塞泵的典型结构

图 3-58 所示为 A2F 型斜轴式轴向柱塞泵结构简图。该泵为定量泵, 既可作泵使用又可作马达使用。它主要由主轴 1、轴承组 2、连杆柱塞副 3、缸体 4、壳体 5、配流盘 6 和后盖 7 等组成。主轴支承在三个轴承上, 靠右侧的轴承 2 是既能承受较大的轴向力, 也能承受一定的径向力的成对角接触球轴承, 左侧的轴承为深沟球轴承, 主要承受径向力, 7 个连杆的大球头和主轴端部圆周球窝为铰接, 小端球头和柱塞球窝铰接。7 个连杆柱塞副插入柱塞孔内。中心轴 9 一端球头和主轴中心孔铰接, 另一端球头插入球面配流盘中心孔, 这样能够支承缸体, 并且能保证缸体很好地绕着中心轴回转。套在中心轴上的碟形弹簧 8 的一端作用在中心轴的台阶上, 另一端将缸体压在配流盘上, 因而保证缸体在旋转时有良好的密封性和自位性。

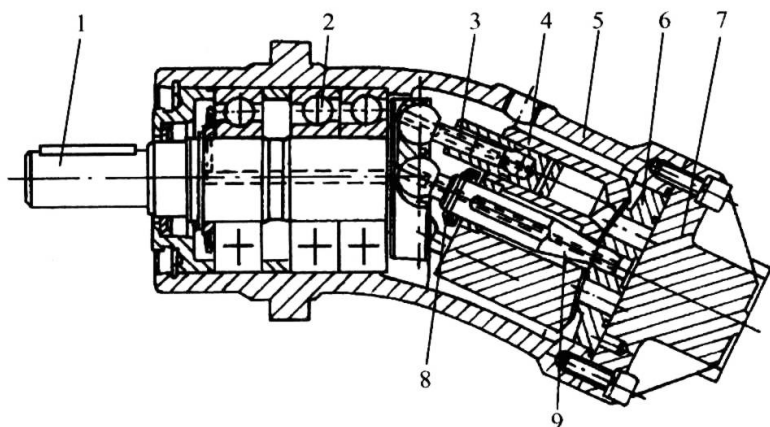


图 3-58 A2F 型斜轴式轴向柱塞泵(马达)结构简图

1—主轴; 2—轴承组; 3—连杆柱塞副; 4—缸体; 5—壳体; 6—配流盘; 7—后盖; 8—碟形弹簧; 9—中心轴。

当主轴旋转时, 连杆与柱塞内壁接触, 通过柱塞带动缸体旋转, 同时连杆带动柱塞在缸体柱塞孔内作往复运动, 使柱塞底部的密封容积周期性地增大和缩小, 通过配流盘的吸油、排油窗口完成吸排油过程。

另一种常见的斜轴泵为变量泵, 如图 3-59 所示。变量控制机构由装在后盖中的变量活塞 4、拔销 9、控制阀芯 8、阀套 7、调节螺钉 5、调节弹簧 6、导杆 13、先导活塞 14、喷嘴 15 及大小弹簧 10 与 11 等组成。变量活塞 4 为下大上小的差动活塞; 拔销 9 穿越变量活塞 4 下端的横(径)向孔, 其左端与配流盘 2 的中心孔配合(配流盘 2 通过主销轴与缸体 1 连在一起), 右端套在导杆 13 上。当变量活塞 4 上下移动时, 便带动配流盘 2 及缸体 1 沿后盖的弧形滑道滑动, 从而改变缸体与主轴的夹角  $\gamma$ , 进而调节了几何排量。

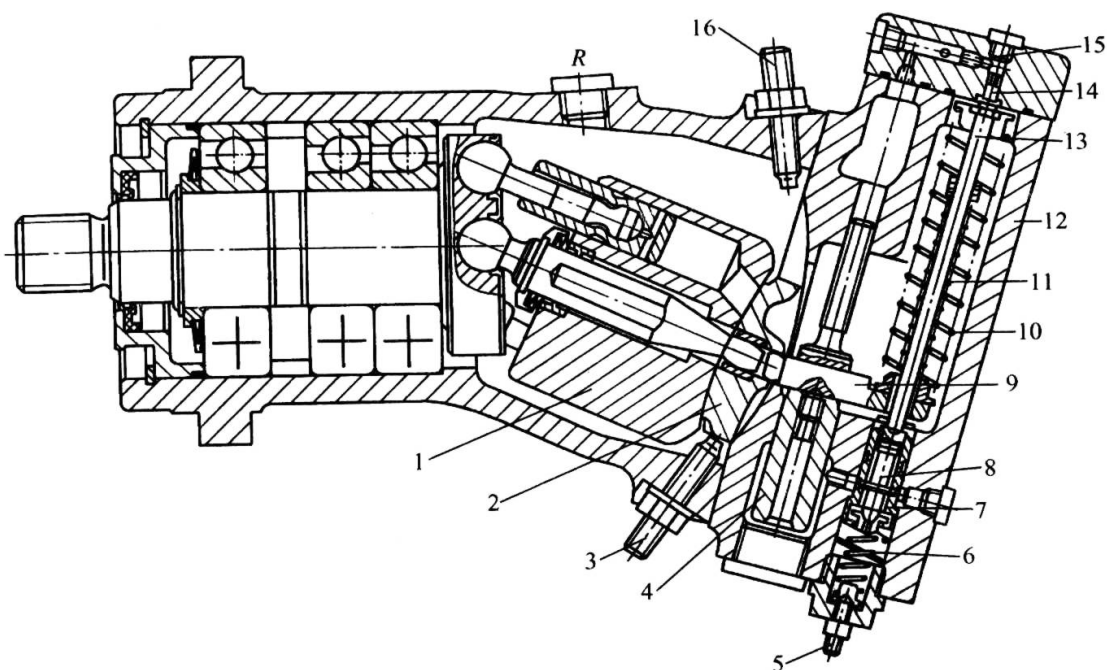


图 3-59 A7V 斜轴式轴向柱塞泵

1—缸体；2—配流盘；3—最大摆角限位螺钉；4—变量活塞；5—调节螺钉；6—调节弹簧；7—阀套；8—控制阀芯；9—拔销；10—大弹簧；11—小弹簧；12—后盖；13—导杆；14—先导活塞；15—喷嘴；16—最小摆角限位螺钉。

当泵工作时，泵出口的高压油液作用变量活塞 4 上轴颈处和小活塞（杆）的上方，并通过喷嘴 15 作用在先导活塞 14 和导杆 13 及控制阀芯 8 上。当工作压力较低时，控制阀芯 8 上的液压力小于调节弹簧 6 的预压缩（调节）力时，高压油液被控制阀芯 8 上的两个台阶封住，高压油通不到活塞 4 的下方大端腔室。这时变量活塞 4 上部为高压，下部为低压，在液压力作用下，变量活塞 4 处于下端，即缸体 1 摆角最大，几何排量最大。当泵出口压力升到使控制阀芯 8 上部液压力大于调节弹簧 6 的预压缩力时，控制阀芯 8 下移，使高压油液通过一横孔进入变量活塞 4 的下（大）端腔室，这时它的上下腔压力相等，但下端面积大于上端面积，故它向上运动，缸体 1 摆角变小，几何排量变小。与此同时，套在导杆 13 上的大小弹簧 10 和 11 受到压力，该压力通过导杆 13 传递到先导活塞 14 上，使它下端受到的力与上端的液压力相平衡，导杆 13 对控制阀芯 8 的作用力变小，下端调节弹簧 6 的弹簧力大于上端导杆 13 的作用力，控制阀芯 8 便向上移动，直到切断阀套 7 上的横孔的控制油路，于是变量活塞 4 固定在某一位置上。当泵出口压力继续升高时，调节过程与前相同，直到变量活塞不可移动为止。这时缸体 1 摆角为最小，几何排量为最小。当泵出口压力降低时，调节过程是相反的。

与斜盘式轴向柱塞泵相比，斜轴式轴向柱塞泵因柱塞通过连杆拨动缸体，柱塞所受的液压径向力很小，柱塞受力状态比斜盘式轴向柱塞泵好，故结构强度较高，耐冲击性能好，变量范围较大，主轴与缸体的轴线夹角最大可为  $40^\circ$ ，所以斜轴式轴向柱塞泵更适合大排量场合。但是斜轴式轴向柱塞泵体积较大，质量大，结构复杂，变量的调节靠摆动缸体来改变  $\gamma$  角达到，运动部分的惯量大，动态响应慢。斜轴式轴向柱塞泵适用于工作环境比较恶劣的矿山、冶金机械液压系统。

### 3.4.6 斜盘泵典型零件的力学分析

#### 1. 柱塞和滑靴

柱塞—滑靴组件如图 3-60 所示，泵的工作压力为  $p$  的油液经柱塞上的  $d_0$  节流孔流入滑



靴的凹形腔室，压力降为  $p_u$ ，滑靴与斜盘之间的液压支承力  $F_N$  可根据圆环形压力放射流原理计算出，即

$$F_N = \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)}{2 \ln(R_1/R_2)} p_u \approx \frac{\pi}{2} (R_1^2 + R_2^2) p_u \tag{3.4.21}$$

式中  $R_1$ ——滑靴支承面外径；  
 $R_2$ ——滑靴油腔凹槽内径；  
 $p_u$ ——滑靴油腔凹槽腔液压力， $p_u \approx p$ 。

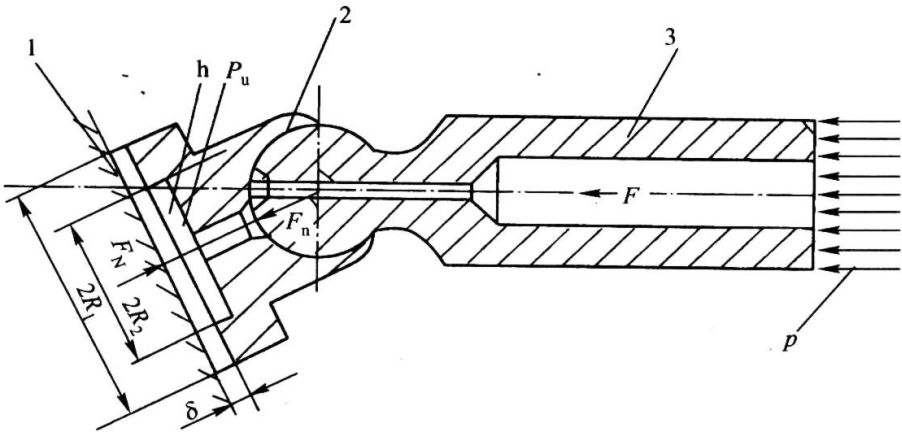


图 3-60 柱塞—滑靴组件  
 1—斜盘；2—滑靴；3—柱塞。

柱塞上液压力  $F = \pi d^2 p / 4$ ，则  $F$  沿滑靴轴线方向作用在滑靴上的力  $F_n$  为

$$F_n = \frac{F}{\cos \gamma} = \frac{\pi d^2 p}{4 \cos \gamma} \tag{3.4.22}$$

式中  $d$ ——柱塞直径；  
 $p$ ——泵工作压力；  
 $\gamma$ ——斜盘倾角。

对于平衡式滑靴  $F_n = F_N$ 。通常情况下  $F_n$  略大于  $F_N$ ，即产生剩余压紧力，以使滑靴压在斜盘上，同时使滑靴和斜盘之间产生一定厚度的油膜，以防止干摩擦。

### 2. 配流盘

轴向柱塞泵的配流盘有平面和球面配流两种，如图 3-61 所示。它由内密封带 1、外密封带 2、辅助支承 3、配流盘腰形窗口 4 及卸压槽 5 等构成。球面配流盘有良好的自定位性，但力学分析十分复杂。现介绍平面配流盘的力学性能——配流盘与缸体之间的液压支承力。

在配流盘腰形孔中 ( $r_2 \sim r_3$ )，液体压力为泵工作压力  $p$ ，在内密封带 1 ( $r_2 \sim r_1$ ) 和外密封带 4 ( $r_3 \sim r_4$ ) 上，压力逐步降为  $p_0 = 0$ ，这种压力变化服从对数分布规律。根据流体力学理论，在 ( $r_1 \sim r_2$ )  $\rightarrow$  ( $r_2 \sim r_3$ )  $\rightarrow$  ( $r_3 \sim r_4$ ) 圆环上，其液压支承力  $F_x$  为

$$F_x = \frac{\pi}{2} \left[ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] p \tag{3.4.23}$$

设配流盘排液腰形窗口角为  $\varphi_p$  (对称配流盘  $\varphi_p$  大小等于低压腰形窗口角  $\varphi_0$ )，则支承力  $F_x$  为

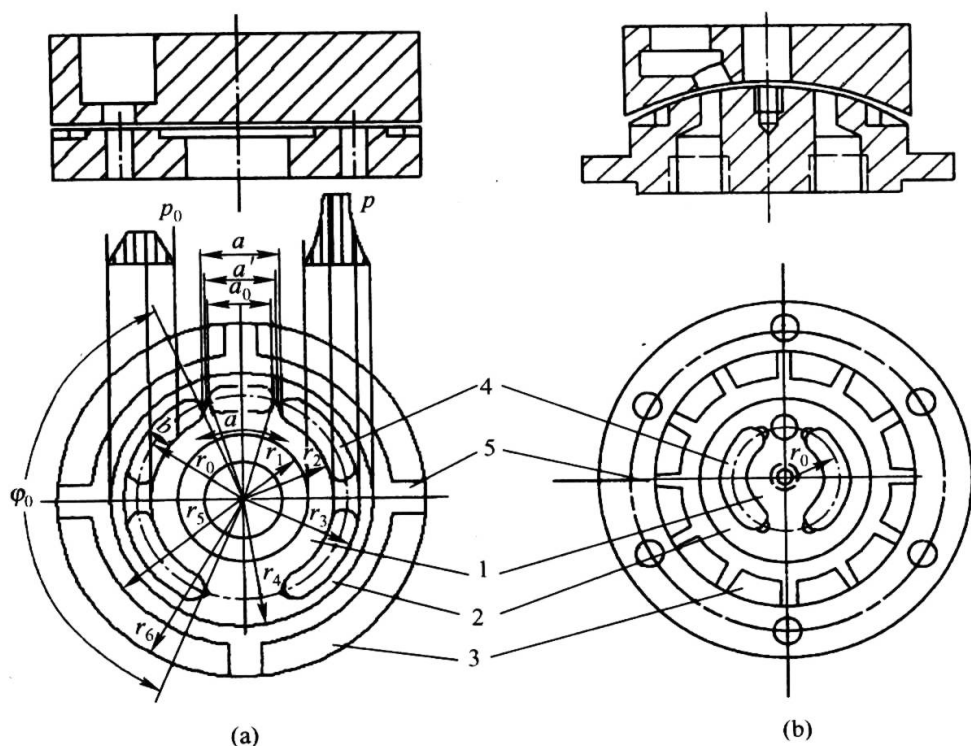


图 3-61 配流盘结构

(a) 平面配流盘; (b) 球面配流盘。

1—内密封带; 2—外密封带; 3—辅助支承; 4—配流盘腰形窗口; 5—卸压槽。

$$F_x = \frac{\varphi_p}{4} \left[ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] p \quad (3.4.24)$$

式中  $p$  ——泵工作压力;  
 $\varphi_p$  ——排液窗口腰形角;  
 $r_1$  ——内密封带内半径;  
 $r_2$  ——内密封带外半径;  
 $r_3$  ——外密封带内半径;  
 $r_4$  ——外密封带外半径。

### 3. 斜盘

已确定单个滑靴与斜盘之间的液压力  $F_N$  (见式 3.4.21, 式 3.4.22), 则斜盘的总作用力为 (见图 3-62)

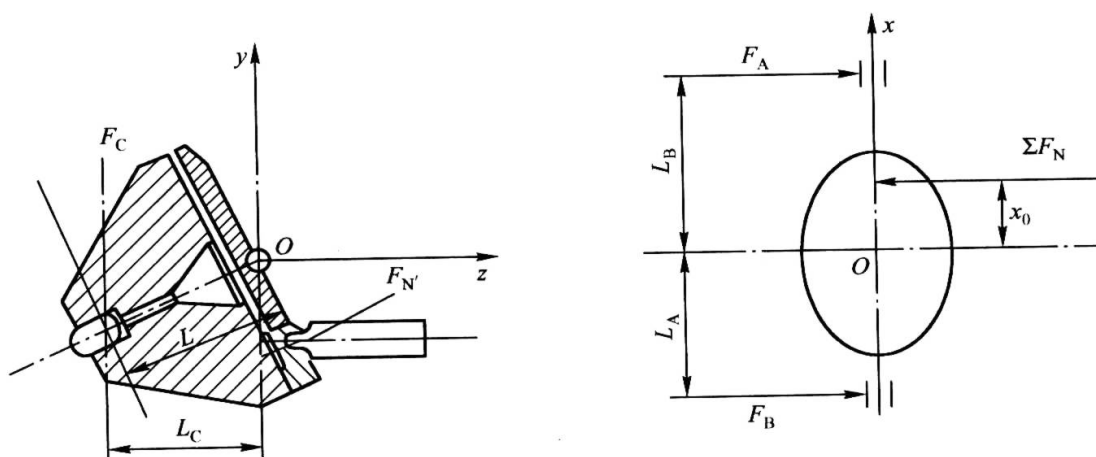


图 3-62 斜盘的受力

$$\sum F_N = \frac{m\pi(R_1^2 - R_2^2)}{2\ln(R_1/R_2)} p_N \approx \sum F_n = \frac{\pi d^2 p}{4\cos\gamma} m \quad (3.4.25)$$

式中  $m$  ——处于排液状态的柱塞数,  $z$  为偶数时,  $m = z/2$ ,  $z$  为奇数时,  $m = (z \pm 1)/2$ 。

柱塞或斜盘上液压力对斜盘沿摆动轴  $x$  的液压力矩为 (图 3-63)

$$T_x = \frac{\pi d^2 p}{4\cos\gamma} \frac{R}{\cos\gamma} \sum_{i=1}^m [\sin(\varphi + (i-1)\alpha)] = \frac{\pi d^2 p R}{4\cos^2\gamma} f(\varphi) \quad (3.4.26)$$

式中  $f(\varphi)$  ——脉动函数 (见式 3.4.10);

$\frac{R}{\cos\gamma}$  ——  $F_N$  在斜盘上的作用半径。

斜盘支承处摩擦矩  $T_f$  (见图 3-62) 为

$$T_f = R'f(F_A + F_B) = R'f \sum F_N \quad (3.4.27)$$

式中  $F_A$  ——斜盘轴颈支承反力 ( $x$  轴正方向, 到原点  $O$  的距离为  $L_A$ );

$F_B$  ——斜盘轴颈支承反力 ( $-x$  轴方向, 到原点  $O$  的距离为  $L_A$ );

$R'$  ——斜盘支承轴 (安装在变量机构的壳体) 轴颈半径;

$f$  ——摩擦系数。

斜盘轴颈处支承反力  $F_A$ 、 $F_B$  (见图 3-62) 大小可根据下式计算, 即

$$\begin{cases} F_A + F_B = \sum F_N \\ (F_A L_B - F_B L_A) L_B = x_0 \sum F_N \end{cases} \quad (3.4.28)$$

式中  $x_0$  ——  $\sum F_N$  到原点的距离 ( $\sum F_N$  的力臂大小);

$L_B, L_A$  ——  $F_A$ 、 $F_B$  到原点的距离 ( $F_A$ 、 $F_B$  的力臂大小)。

则斜盘的驱动力矩  $T_C$  为

$$T_C = F_C L_C = T_x + T_f + I \frac{d^2\gamma}{dt^2} \quad (3.4.29)$$

式中  $F_C$  ——斜盘上的驱动力;

$L_C$  ——  $F_C$  的作用力臂  $L_C = L \cos\gamma$ ,  $L$  为  $F_C$  的作用点到斜盘回转中心的力矩;

$I$  ——运动组件对支承轴的转动惯性矩。

#### 4. 缸体

缸体结构如图 3-64 所示。缸体上通常均布 7 个柱塞孔, 缸体腰形吸排液孔分布圆半径

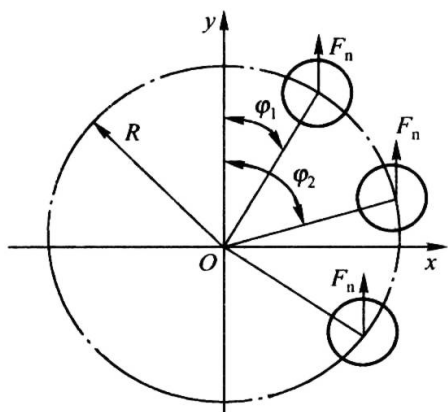


图 3-63 柱塞液压力矩

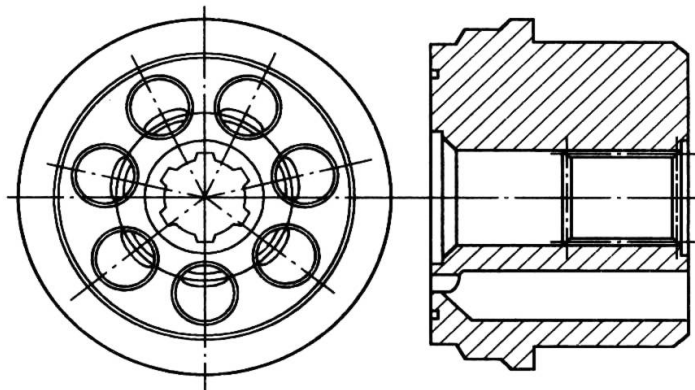


图 3-64 缸体

小于柱塞缸孔分布圆半径，有利于提高转速；孔槽宽度与配流盘腰形孔相适应。缸体的力学特性比较复杂，读者可参看有关文献，不再赘述。

### 3.4.7 几种关键零部件的设计计算

#### 1. 缸体的设计

##### 1) 确定 $\gamma$ 、 $z$ 、 $d$ 和 $R$

###### (1) $\gamma$ 的确定。

由泵的排量公式  $q_{Bv} = \frac{\pi d^2}{4} z \times 2R \tan \gamma$  可知，如果增大  $\gamma$ ，可以减小其他尺寸，但从受力分析中可知， $\gamma$  过大对柱塞的受力不利，通常  $\gamma_{\max} = 15^\circ \sim 18^\circ$ 。

###### (2) $z$ 、 $d$ 和 $R$ 的确定。

这三个参数互相制约，且与结构类型有关。在保证性能、强度、刚度的前提下，通常用绘制草图法，计算出最紧凑的结构尺寸，并考虑有较好的工艺性。

一般半轴型多取  $z=7$ ，通轴型多取  $z=9$ ，能使结构较为紧凑。除特殊需要，一般取  $z$  为奇数以使流量均匀。

初算时，可取  $\frac{zd}{2\pi R} \approx 0.75$ ，再按下式试算  $R$ （单位为 cm）：

$$R = \sqrt[3]{\frac{zq_{Bv}}{1.125\pi^3 \tan \gamma}} \quad (3.4.30)$$

确定  $R$  后，再由排量公式确定柱塞直径  $d$ 。

##### 2) 泵轴直径 $d_a$ 的估算

根据给定的排量  $q_{Bv}$ ，可由泵轴的驱动转矩估算出泵轴的直径  $d_a$ （单位为 cm），以便绘制草图，确定缸体的相关尺寸。

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{p_H q_{Bv}}{\eta_{pm} 2\pi \times 0.2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{2.5 p_H q_{Bv}}{\pi \eta_{pm} [\tau_k]}} \quad (3.4.31)$$

式中  $q_{Bv}$  ——泵的排量，mL/r；

$[\tau_k]$  ——驱动轴所用材料的许用剪切应力，MPa；

$p_H$  ——泵的额定压力，MPa；

$\eta_{pm}$  ——泵的机械效率；

$\gamma$  ——斜盘倾角。

##### 3) 缸体的强度计算

一般把缸体的受力按照厚壁筒进行计算。设柱塞孔与缸体外圆之间的最小壁厚为  $\delta_1$ ，柱塞孔和缸体内圆之间的最小壁厚为  $\delta_2$ ，柱塞孔与柱塞孔之间的最小壁厚为  $\delta_3$ 。三者（ $\delta_1$ 、 $\delta_2$ 、 $\delta_3$ ）可能相等（图 3-65），也可能互不相等。计算时取三者之中的最小值作为筒的壁厚，令其为  $\delta_{\min}$ ，则厚壁筒的外径  $D = d + 2\delta_{\min}$ ，在压力  $p$  作用下，筒内壁任一点的最大切向拉应力为

$$(\sigma_q)_{\max} = \sigma_1 = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p_H \quad (3.4.32)$$

最大径向压应力为

$$\sigma_{jn} = \sigma_3 = -p_H \quad (3.4.33)$$

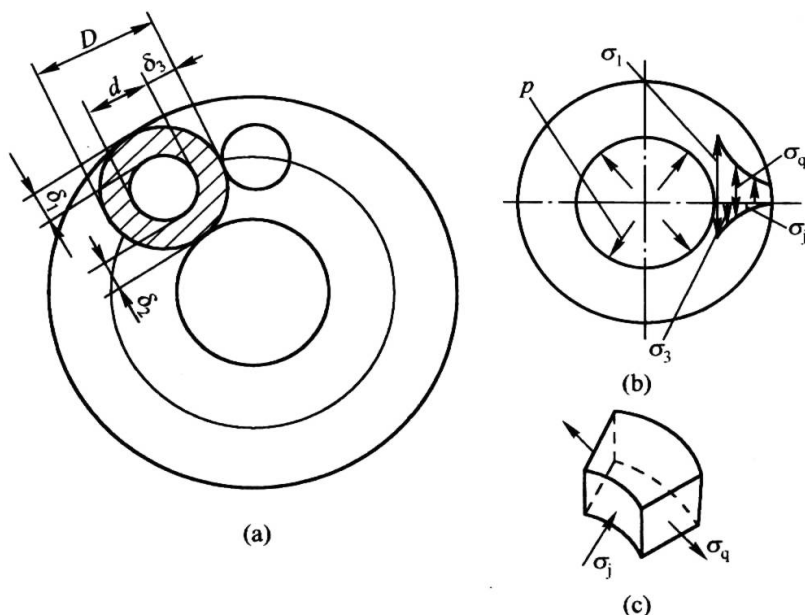


图 3-65 缸体的尺寸与受力图

当缸体采用脆性材料时，用第一强度理论计算应力

$$\sigma = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p_{\max} \leq [\sigma] \quad (3.4.34)$$

式中  $[\sigma]$ ——许用应力，MPa，铸铁的 $[\sigma] = (25 \sim 30)$  MPa；

$p_{\max}$ ——泵的最大超载工作压力，MPa。

当缸体采用塑性材料时，用第四强度理论计算应力

$$\sigma = \frac{\sqrt{3D^4 + d^4}}{D^2 - d^2} p_{\max} \leq [\sigma] \quad (3.4.35)$$

钢的 $[\sigma] = 100$  MPa；铝青铜（经锻打）的 $[\sigma] = (70 \sim 85)$  MPa。

钢孔的径向变形量 $\Delta_d$ ，按下式验算

$$\Delta_d = \frac{d}{2E} (\sigma_1 + p_{\max} \mu) \leq [\Delta_d] \quad (3.4.36)$$

式中  $E$ ——材料的弹性模量，钢的 $E = 2.1 \times 10^5$  MPa；黄铜的 $E = 1.2 \times 10^5$  MPa；青铜的

$E = (1 \sim 1.1) \times 10^5$  MPa；

$\mu$ ——泊松系数，钢的 $\mu = 0.23 \sim 0.3$ ；铜的 $\mu = 0.32 \sim 0.35$ ；

$[\Delta_d]$ ——允许径向变形量， $[\Delta_d] = (5 \sim 7) \times 10^{-3}$  mm。

## 2. 柱塞的设计

1) 柱塞长度 $L$ ，球头直径 $d_1$ 、 $d_2$ 的确定（图 3-66）

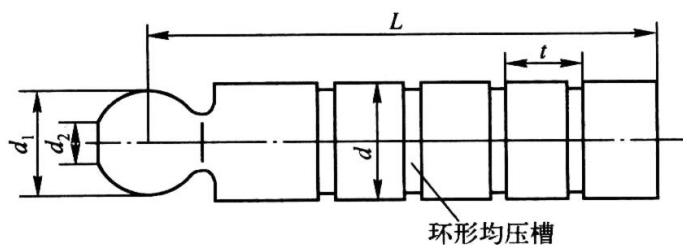


图 3-66 柱塞的有关尺寸



柱塞长度  $L$  应等于柱塞的最小留缸长度  $l_0$ 、最小外伸长度  $\Delta l \approx 0.2 d$  和最大行程  $S_{\max} = 2R \tan \gamma_{\max}$  之和。最小留缸长度  $l_0$  与泵的工作压力  $p_H$  有关，通常有：

$$\text{当 } p_H \leq 20 \text{ MPa 时,} \qquad l_0 = (1.5 \sim 1.8) d \qquad (3.4.37)$$

$$\text{当 } p_H \geq 30 \text{ MPa 时,} \qquad l_0 = (2.0 \sim 2.5) d \qquad (3.4.38)$$

高压比低压需要较大的留缸长度，因为高压时侧向弯力  $N_{py}$  大。高压时留缸长度大，可避免柱塞和缸孔的侧应力过大。故

$$\text{当 } p_H \leq 20 \text{ MPa 时,} \qquad L = (1.7 \sim 2.0) d + 2R \tan \gamma_{\max} \qquad (3.4.39)$$

$$\text{当 } p_H \geq 30 \text{ MPa 时,} \qquad L = (2.2 \sim 2.7) d + 2R \tan \gamma_{\max} \qquad (3.4.40)$$

球头直径  $d_1$ ，依经验取

$$d_1 = (0.7 \sim 0.8) d \qquad (3.4.41)$$

为使柱塞球头不遮住滑靴的注油孔（该注油孔的直径为  $d_4$ ），应满足

$$d_2 \geq d_1 \sin \gamma_{\max} + d_4 \qquad (3.4.42)$$

$d_1$ 、 $d_2$  应满足下式，以免挤压应力过大

$$\sigma_q = \frac{d^2 / \cos \gamma - d_2^2}{d_1^2 - d_2^2} p_H \leq [\sigma_q] \qquad (3.4.43)$$

式中  $[\sigma_q]$ ——滑靴材料的许用比压，青铜 ZQA19-4 的  $[\sigma_q] = 75 \text{ MPa}$ 。

2) 柱塞与孔的间隙  $\delta_s$  与平衡槽（图 3-66）的尺寸

柱塞与孔的间隙  $\delta_s = 0.001 d$ ；柱塞上的平衡槽，深为  $(0.3 \sim 0.8) \text{ mm}$ ；宽为  $(0.3 \sim 0.8) \text{ mm}$ ；槽与槽的间隔  $t$  为  $(2 \sim 10) \text{ mm}$ （近似为行程的一半）。

3) 柱塞比压  $p$  和比功  $pv$  的验算

最大比压  $p_{\max}$  发生在  $\varphi = 0$  处，应使

$$p_{\max} = \left( \frac{2R_1}{dL_1} \right)_{\varphi=0} \leq [p] \qquad (3.4.44)$$

式中  $R_1$ ——柱塞侧压力，N；

$L_1$ ——应力的分布长度，mm；

$d$ ——柱塞直径，mm；

$[p]$ ——材料的许用比压，视缸体的材料而定，见表 3-6。

表 3-6 材料的许用比压

材 料 牌 号	许用比压 $[p]$ /MPa	许用滑动速度 $[v]$ /(m/s)	许用比压 $[pv]$ /(MPa·m/s)
ZQA19-4	30	8	60
ZQSn10-1	15	3	20
耐磨铸铁	10	5	1.8

计算表明，对通常所采用的结构尺寸，此功  $(pv)_{\max}$  大约发生在  $\varphi = 70^\circ \sim 80^\circ$  之间，由于计算繁琐，加之  $\sin 75^\circ \approx 0.96$ ，故  $(pv)_{\varphi=90^\circ}$  与  $(pv)_{\max}$  相差不大，因而一般用  $\varphi = 90^\circ$  的  $pv$  值校验，即

$$pv = \frac{2R\omega \tan \gamma_{\max}}{d} \left( \frac{R_1}{L_1} \right)_{\varphi=90^\circ} \leq [pv] \qquad (3.4.45)$$

$[pv]$ ——材料的许用比功，视缸体的材料而定，见表 3-6。

### 1) 压盘 (返回盘) 尺寸 (图 3-67) 的确定

滑靴中心在斜盘上的运行轨迹是一椭圆, 其长轴为  $R/\cos\gamma_{\max}$ , 短轴为  $R$  ( $R$  为柱塞分布圆半径), 所以压盘上滑靴安放孔中心的半径  $R_m$  (即压盘滑靴孔的分布半径) 为

$$R_m = \frac{R}{2} \left( 1 + \frac{1}{\cos \gamma_{\max}} \right) \quad (3.4.46)$$

由滑靴的包球外径  $d_3$  已知, 如图 3-68 所示, 压盘孔与  $d_3$  的最小间隙为  $\Delta_1$ , 则压盘孔直径  $d_p$  为  $(d_3 + 2\Delta_1)$ , 再加上两倍的因偏心而向外 (或向内) 移动的量  $(\frac{R}{\cos \gamma_{\max}} - R_m)$ , 即

$$d_p = d_3 + 2\Delta_1 + R \left( \frac{1}{\cos \gamma_{\max}} - 1 \right) \quad (3.4.47)$$

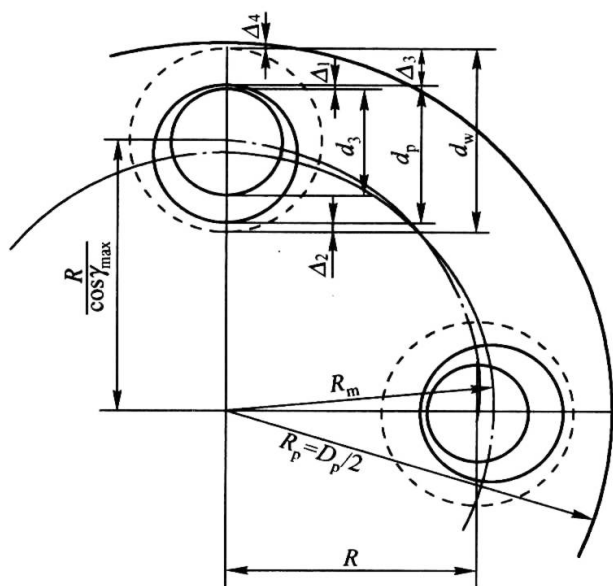


图 3-67 压盘的尺寸

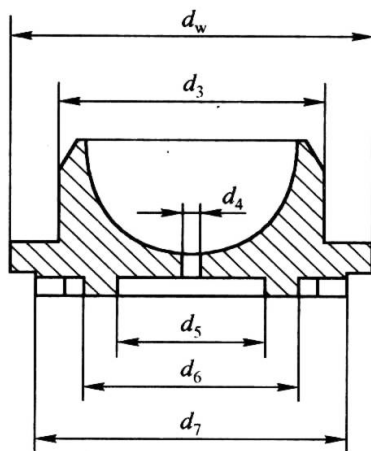


图 3-68 滑靴的尺寸

滑靴耳边最大外径  $d_w$  为

$$d_w = 2 \left[ \frac{d_p}{2} + \left( \frac{R}{\cos \gamma_{\max}} - R_m \right) + \Delta_2 \right] = d_p + R \left( \frac{1}{\cos \gamma_{\max}} - 1 \right) + 2\Delta_2 \quad (3.4.48)$$

滑靴与压盘的最大重合量（见图 3-67）为

$$\Delta_3 = d_w - d_p - \Delta_2 = R \left( \frac{1}{\cos \gamma_{\max}} - 1 \right) + \Delta_2 \quad (3.4.49)$$

压盘最大外径  $D_p$  为

$$D_p = \frac{2R}{\cos \gamma_{\max}} + d_w + 2\Delta_4 = d_p + R \left( \frac{3}{\cos \gamma_{\max}} - 1 \right) + 2(\Delta_2 + \Delta_4) \quad (3.4.50)$$

式中  $\Delta_1$ ——最小间隙, 取  $\Delta_1=0.5 \text{ mm}$ ;

$\Delta_2$ ——压盘与滑靴耳边的最小重合量（见图 3-67），可取  $\Delta_2=1.0\text{ mm}$ ；

 $\Delta_4$ ——接触余量, 可取  $\Delta_4=1.0\text{ mm}$ 。

另外需指出的是，压盘的厚度必须要有足够的刚度。

## 2) 斜盘尺寸的确定

斜盘的最大外径，应能保证滑靴底面与斜盘相接触。滑靴底面最大外径  $d_h$ ，无外辅助支承时等于  $d_6$ ；有外辅助支承时，设其为  $d_7$ （图 3-68），则

$$D = \frac{2R}{\cos \gamma_{\max}} + d_h + 2\delta \quad (3.4.51)$$

## 3.4.8 主要零件的材料与技术要求

轴向柱塞泵的性能与寿命在很大程度上取决于主要零件所选用的材质、热处理方式和加工质量，其中尤以选用合理摩擦副材料最为重要。不同生产厂家、不同规格的产品选材和加工工艺不尽相同，随着表面处理技术的不断完善和发展，液压泵的用材出现多元化的趋势。各种传统热处理技术与现代表面处理技术的组合，包括对传统金属材料进行离子注入、热喷涂、激光熔敷、电化学镀、物理化学气相沉积等，日益显现出巨大的技术优势和经济优势。另外，其他新型工程材料如工程复合材料和陶瓷材料的应用，为液压元件的选材和制造提供了更多、更广泛的途径。现以斜盘式泵为例略加说明，以供参考。

### 1. 柱塞与缸体

柱塞与缸体有两种方案，一种是柱塞为硬的，缸体为软的；另一种则采用软柱塞硬缸体，在高压大流量泵中多采用第一种方案。

硬的柱塞材料通常为 18CrMnTiA、20Cr、12CrNi、40Cr、GCr15、9SiCr、CrMn、T7A、T8A 及氮化钢 38CrMoAlA 等。前三种表面渗碳深度要达  $(0.8 \sim 1.2)$  mm，淬火硬度须达到  $(56 \sim 63)$  HRC，其他钢种热处理硬度也要达 60HRC 左右。CrMn 和 9SiCr 工具钢具有热处理变形小、金相组织稳定的优点。GCr15 热处理后对应力集中敏感，曾发生过柱塞折断的现象，尽量少用。或者在上述材料的表面喷涂或熔敷各种陶瓷层，如  $ZrO_2$ 、 $Al_2O_3$ 、 $Cr_2O_3$  及其他陶瓷粉末。

缸体的材料通常为 ZQSn10-1 或 ZQAlFe9-4，此外也可用耐磨铸铁或球墨铸铁等。为了节省铜，常用 20Cr、12CrNi3A 或 GCr15 作基体而在柱塞孔处镶嵌铜套，或者采用工程塑料如 PEEK、Torlon、PPM 等做成缸套结构，即所谓的“组合式缸体”。

若缸体采用硬的合金钢（硬度达  $(60 \sim 62)$  HRC），则柱塞常用锡青铜或 QSn10-2-3 锡铅镍青铜制造。

柱塞与孔的配合间隙，以漏损和摩擦损失的总和最小为宜，在  $n < 1500 \text{ r/min}$ ， $p_H > 20 \text{ MPa}$  时，一般取为  $(0.01 \sim 0.015)$  mm，转速提高或压力降低至 10 MPa 以下，可酌情稍许加大。

柱塞插入部分要开设深  $(0.3 \sim 0.5)$  mm，宽  $(0.3 \sim 0.7)$  mm，间距  $(3 \sim 10)$  mm 的均压环槽，保持锐边，以免楔带污物，并有利于消除污物、颗粒。

柱塞表面粗糙度  $(0.4 \sim 0.1) \mu\text{m}$ ，不圆度、锥度允差小于径向间隙  $((0.002 \sim 0.005) \text{ mm})$  的 1/4。

孔的表面粗糙度一般  $(0.8 \sim 0.4) \mu\text{m}$ ，不圆度、锥度允差与柱塞相同。

### 2. 配流盘

配流盘的材料要与缸体对应选取，常用的材料配对见表 3-7，其中 ZQSn10-1 与 Cr12MoV 有最好的抗咬合能力。

表 3-7 缸体与配流盘材料

	缸体配流表面	配流盘表面
青铜类	ZQSn10-1	Cr12MoV、20Cr
	ZQSn10-2-3	12Cr
	ZQSn11-4-3	CrWMn
	ZQAl9-4	18CrMnTiA、GCr15、20Cr、Cr12Mo
	锡铅青铜	氮化钢、工程塑料
	铍青铜	氮化钢、CrWMn、工程塑料
	球墨铸铁	Cr12MoV
少或无铜类	铸铁	氮化钢
	钢	石墨
	CuFe 粉末冶金	铸铁
	陶瓷涂层	工程塑料、陶瓷涂层
	工程塑料	陶瓷涂层
	氮化钢	合金钢、工程塑料
	氮化钢	氮化钢、工程塑料

配流盘淬火（或氮化钢氮化）以后，为了稳定金相组织还通常进行冷处理和时效处理。青铜的缸体表面有时为了改善其跑合性和耐腐蚀性，要镀一层铅或铅和铟。

现在有厂家在配流盘或缸体表面喷涂、烧结尼龙或 PEEK 等工程塑料，而其对偶面则尽量提高硬度（大于 50HRC 或更高），或者采用陶瓷涂层。

配流盘表面粗糙度精度为（0.4~0.1） $\mu\text{m}$  左右，配流盘表面平面度公差约 0.005 mm，且只许内凹，不许外凸。

3. 斜盘与压盘

斜盘多用 GCr15，淬火后硬度为（58~62）HRC，其支承轴瓦通常用 ZQAl9-4。压盘一般多用 18CrMnTi，渗碳淬火（60~65）HRC。为了避免压盘孔割削滑靴，应将孔边倒圆 R0.2 左右，分度误差要小于 20'。

4. 其他事项

泵在使用中要特别注意油液的过滤，过滤精度约为（10~20） $\mu\text{m}$ ；其次要注意保证泵的吸入压力；油液黏度以（20~70） $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 、工作温度以（15~70） $^{\circ}\text{C}$  为适宜。

3.5 径向柱塞泵

柱塞轴线与缸体轴线垂直的柱塞泵称径向柱塞泵。根据配流方式可分为轴配流式（见图 3-69）和阀配流式（见图 3-70）；根据柱塞泵的放置方式可分为径向式和卧式，后者的柱塞是水平放置的，不加特别说明的径向柱塞泵，默认为柱塞径向均布的轴配流式径向柱塞泵。这种柱塞泵的排数也有单排和多排之分。

3.5.1 工作原理

图 3-69 为径向柱塞泵工作原理图。径向柱塞泵由柱塞 1、转子 2、衬套 3 和定子 4 和

配流轴 5 等构成。在转子（缸体）2 上径向均匀排列着柱塞孔，柱塞 1 可在转子（缸体）2 的径向孔中自由滑动，它与缸孔构成密封而改变的工作容积。衬套 3 固定在转子轴向内孔并随转子一起旋转。配流轴 5 固定不动，配流轴的中心与定子中心有偏心  $e$ ，定子能左右移动。当转子与柱塞顺时针方向转动时，柱塞在离心力（或在低压油）的作用下压紧在定子 4 的内表面上，在上半周，柱塞向外伸出，径向孔内的密封工作容积不断增大，产生局部真空，油液经配流轴上的 a 孔进入 b 腔；在下半周，柱塞受定子的内表面制约而相对缸孔向内退回，密封工作容积不断减小，将 c 腔的油液从配流轴上的 d 孔向外压出。转子每转一周，柱塞在每个径向孔内吸油、排油各一次。改变定子与转子偏心量  $e$  的大小，就可以改变泵的排量；改变偏心量  $e$  的方向，泵的吸、排油方向或吸、排油腔交换。因此径向柱塞泵可以做成单向或双向变量泵。

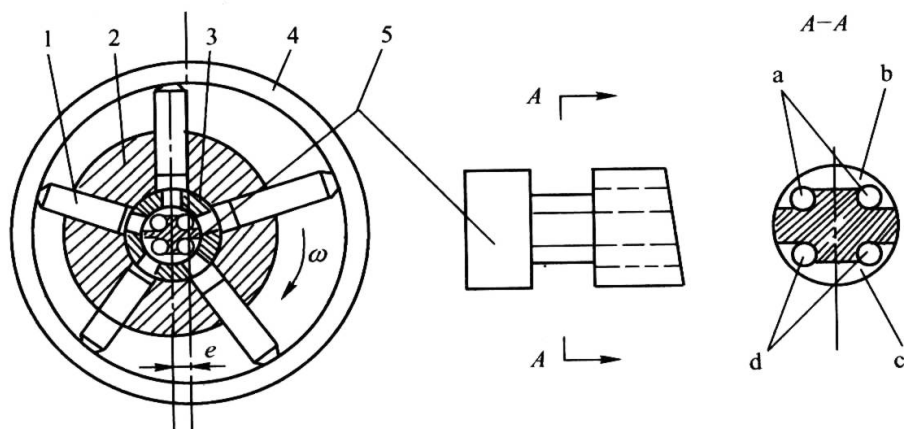


图 3-69 径向柱塞泵工作原理图

1—柱塞；2—转子；3—衬套；4—定子；5—配流轴。

由于径向柱塞泵的径向尺寸大，柱塞布置不紧凑，结构复杂，自吸能力差，配流轴上径向液压力不平衡，配流轴必须做得直径较粗，以免变形过大；同时在配流轴与衬套之间磨损后的间隙不能自动补偿，泄漏较大，这些原因限制了径向柱塞泵的转速和额定压力的进一步提高。

### 3.5.2 排量和流量

当径向柱塞泵的转子和定子间的偏心量为  $e$  时，柱塞在缸体内孔的行程为  $2e$ ，若柱塞数为  $Z$ ，柱塞直径为  $d$ ，则泵的排量  $q_{Bv}$  为

$$q_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 \times 2eZ \tag{3.5.1}$$

若泵的转速为  $n_B$ ，容积效率为  $\eta_{Bv}$ ，则泵的实际流量为

$$Q_B = \frac{\pi}{4} d^2 \times 2eZn_B\eta_{Bv} \tag{3.5.2}$$

式中  $d$ ——柱塞直径；  
 $e$ ——转子中心与定子中心偏心距；  
 $Z$ ——柱塞数；  
 $\eta_{Bv}$ ——泵的容积效率。

由于柱塞在缸体中径向运动速度是变化的，而各个柱塞在同一瞬时径向运动速度也不一样，所以径向柱塞泵的瞬时流量是脉动的，理论上奇数柱塞要比偶数柱塞的瞬时流量脉动小得多，所以径向柱塞泵采用奇数柱塞。



### 3.5.3 阀配流径向柱塞泵的工作原理

图 3-70 所示是阀配流式径向柱塞泵工作原理图。柱塞 2 在弹簧 3 的作用下始终压紧在和主轴做成一体偏心轮 1 上的滚动轴承 6 的外环上，主轴转一周，柱塞完成一个往复行程。根据容积式泵的特点，柱塞向下运动时，通过吸油单向阀 5 吸油；柱塞向上运动时，通过排油单向阀 4 排油。

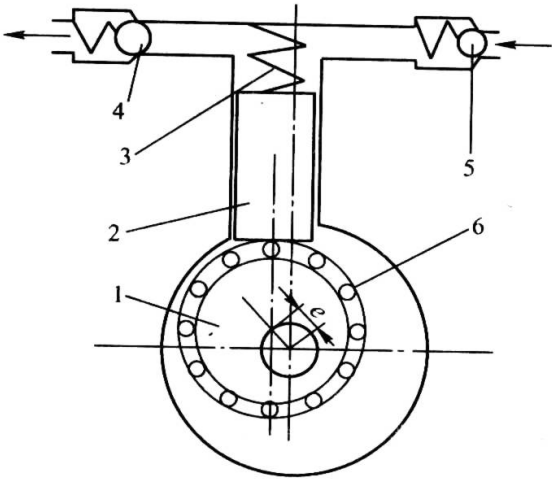


图 3-70 阀配流式径向柱塞泵工作原理图

1—偏心轮；2—柱塞；3—弹簧；4—排油单向阀；5—吸油单向阀；6—滚动轴承。

在该泵的吸油、排油过程中，当柱塞从吸油过程转换到压油过程时，柱塞在开始往上运动的瞬间，吸油阀尚未关闭，排油阀还未打开，这样，柱塞将高压腔油液又排回到吸油腔。同样，当柱塞从排油过程转换到吸油过程时，在柱塞开始往下运动的瞬间，排油阀尚未关闭，吸油阀还未打开，这样柱塞将从排油腔吸油。因此，泵的吸油、排油对柱塞的运动有一定的滞后，即阀式配油泵的滞后现象使泵的实际排量比理论计算值要低。泵的转速愈高此滞后现象愈严重。所以此类泵的额定转速一般不高。

### 3.5.4 径向柱塞泵的典型结构

图 3-71 是一种典型的径向柱塞泵，柱塞 5 为 4 排，每排 13 个柱塞，泵体右端为固定不动的直径较大的配流轴 6，主动轴 2 通过花键与转子（缸体）3 连接并带动它一起转动，主动轴 2 同时驱动齿轮泵 1 以向径向柱塞泵供液。当主动轴 2 和转子 3 一起转动时，柱塞 5 在离心力和齿轮泵 1 供液压力作用下压紧定子 4 的内表面，柱塞 5 在缸体 3 内作径向往复运动。通过衬套 8 由配流轴 6 上的吸排窗口吸液和排液。定子 4 可在导轨 7 中左右移动（下图），调节泵额偏心距以调节泵的几何排量。

图 3-72 为 JB 型曲轴式径向柱塞泵，该泵为卧式柱塞泵，采用阀式配流，它由泵体 4、曲轴 8、连杆 6、缸体 3、柱塞 2、阀体 1 和配流阀 10 和 12 组成。柱塞为前后（图中为上下）两排，每排 3 个柱塞。它有各自独立的排液口，排液口可单独或联合使用。曲轴 8 由一对滚动轴承 7 支承在泵体 4 上。柱塞 2 由连杆销 5 与连杆 6 连接，上下两个连杆用对开连接环 9 连接在曲轴 8 的轴颈上。三个偏心轴径互成  $120^{\circ}$  角。在缸体 3 两端安装阀体 1，阀体上对应每个柱塞腔各有吸油单向阀 10 和排油单向阀 12。另外，排液通道装有排气螺钉 11。该泵有较高的工作压力和容积效率。

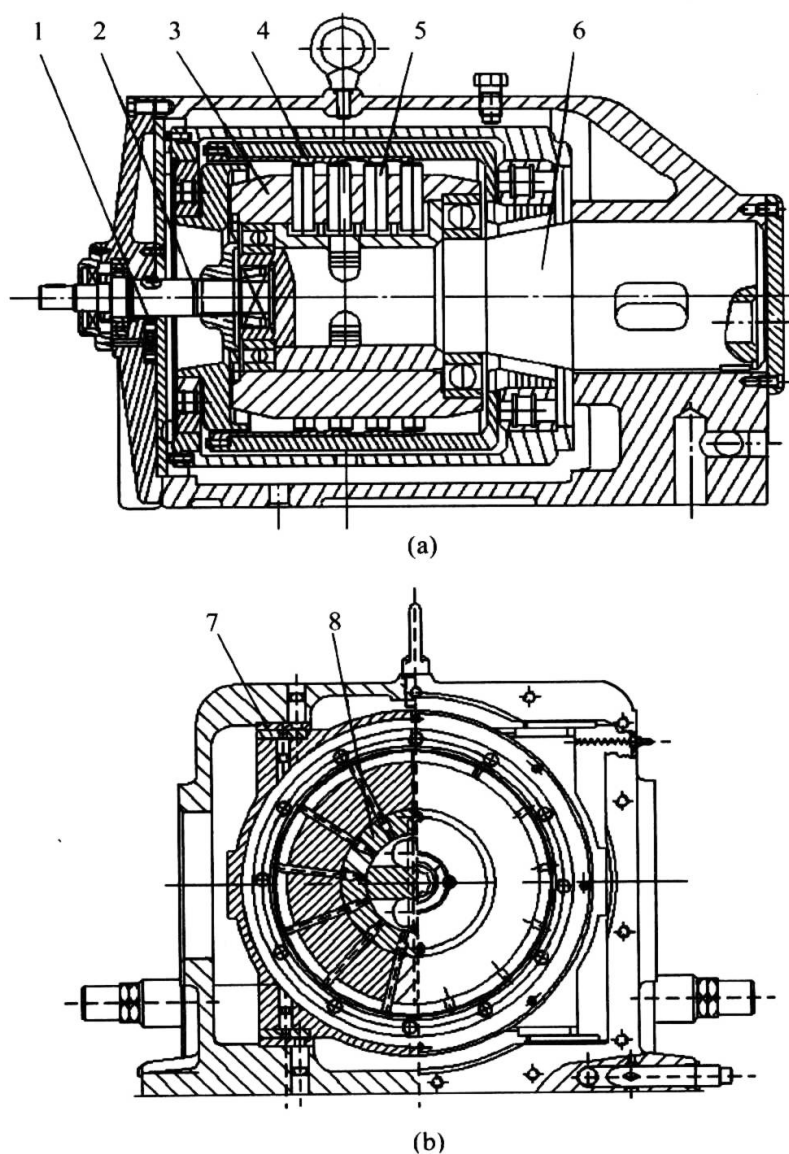


图 3-71 径向柱塞泵的结构图

1—齿轮泵；2—主动轴；3—转子（缸体）；4—定子；5—柱塞；6—配流轴；7—导轴；8—衬套。

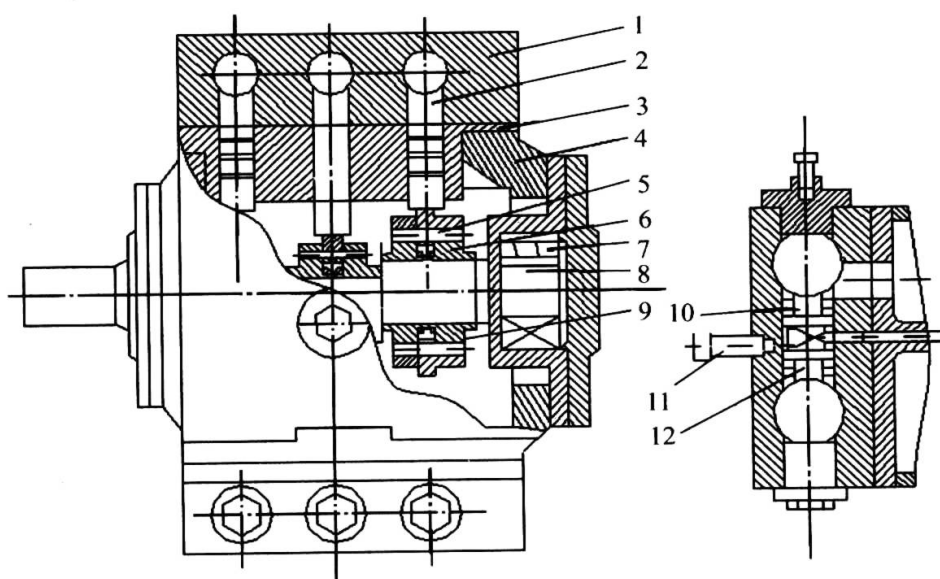


图 3-72 JB 型径向柱塞泵结构图

1—阀体；2—柱塞；3—缸体；4—泵体；5—连杆销；6—连杆；7—滚动轴承；  
8—曲轴；9—连接环；10—吸油单向阀；11—排气螺钉；12—排油单向阀。

3.6 各类液压泵的性能比较及应用

在国民经济的各个领域，中，液压泵的应用范围很广，但可以归纳为两大类：一类统称为固定设备用液压装置，如各类机床、液压机、注塑机、轧钢机等；另一类统称为移动设备用液压装置，如起重机、汽车、飞机等。这两类液压装置对液压泵的选用有较大的差异，它们的区别见表 3-8。

表 3-8 两类不同液压装置的主要区别

固 定 设 备 用	移 动 设 备 用
原动机多为电动机，驱动转速较稳定，且多为 1450r/min 左右	原动机多为内燃机，驱动转速变化范围较大，一般为 500r/min~4000r/min 左右
多采用中压范围，由 7MPa 到 21MPa，个别可达 25MPa	多采用中、高压范围，由 14MPa 到 35MPa，个别可达 40MPa
环境温度较稳定，液压装置工作温度约 50℃~70℃	环境温度变化大，液压装置工作温度约-20℃~110℃
工作环境较清洁	工作环境较脏、尘埃多
因在室内工作，要求噪声低，应不超过 80dB	因在室外工作，噪声可较大，允许达 90dB
空间布置尺寸较宽裕，利于维修、保养	空间布置尺寸紧凑，不利于维修、保养

在了解固定设备和移动设备这两种液压装置不同的基础上，来选用前述各类液压泵。在选用各种液压泵时最主要是应满足使用要求，其次要考虑的是价格、维修保养是否方便等因素。比较前述各类液压泵的性能，有利于在实际工作中的选用。按目前统计资料，将它们主要性能及应用场合列于表 3-9 中。

表 3-9 各类液压泵的性能及应用

性能参数 \ 类 型	齿 轮 泵			叶 片 泵		螺 杆 泵	柱 塞 泵			
	内啮合		外啮合	单作用	双作用		轴 向		径 向	
	渐开线式	摆线式					斜盘式	斜轴式	轴配流	阀配流
压力范围/MPa （低压型） （中、高压型）	2.5 ≤30	1.6 16	2.5 ≤30	≤6.3	6.3 ≤32	2.5 10	≤40	≤40	35	≤70
排量范围/(mL/r)	0.3~ 300	2.5~ 150	0.3~ 650	1~ 320	0.5~ 480	1~ 9200	0.2~ 560	0.2~ 3600	16~ 2500	<4200
转速范围/(r/min)	300~ 4000	1000~ 4500	3000~ 7000	500~ 2000	500~ 4000	1000~ 18000	600~ 6000	700~ 4000	≤1800	
容积效率/(%)	≤96	80~90	70~ 95	58~ 92	80~ 94	70~95	88~93	80~90	90~95	
总效率/(%)	≤90	65~80	63~ 87	54~ 81	65~ 82	70~85	81~88		81~83	83~86
流量脉动	小	小	小	中等	小	很小	中等		中等	
功率重量比 /(kW/kg)	大	中	中	小	中	小	大	中~大	小	大
噪 声	小		大	较大	小	很小	大			
对油液污 染敏感性	不敏感			敏感	敏感	不敏感	敏感			
流量调节	不能			能	不能		能			
自吸能力	好			中		好	差			

(续)

性能参数	齿 轮 泵		叶 片 泵		螺 杆 泵	柱 塞 泵				
	内啮合		外啮合	单作用		双作用	轴 向		径 向	
	渐开线式	摆线式					斜盘式	斜轴式	轴配流	阀配流
价格	较低	低	最低	中	中低	高				
应用范围	机床、农业机械、工程机械、航空、船舶、一般机械			机床、注塑机、工程机械、液压机、飞机等		精密机床及机械、食品化工、石油、纺织机械等	工程机械、运输机械、锻压机械、船舶和飞机、机床和液压机			

本章小结

液压泵是液压传动课程中比较重要的内容，本章主要讲述了如下问题。

1. 液压泵的概念、分类和基本工作原理（条件）。基本工作原理可简要概括为：高低压腔要隔开，密封容积可变化及相应配流方法。分析液压泵的密封容积构成及转动时密封容积变化规律是分析各种液压泵工作原理的基本方法。

2. 液压泵基本参数计算。液压泵的常用计算参数为

输出流量： $Q_B = n_B q_{Bv} \eta_{Bv}$ ；

输出功率： $P_B = p_B Q_B, \Delta p_B Q_B$ ；

输入功率： $P_{Bi} = \frac{P_B}{\eta_B} = \frac{p_B Q_B}{\eta_{Bv} \eta_{Bm}} = \frac{p_B Q_t}{q_{Bm}}$ ；

输入扭矩： $T_{Bi} = \frac{\Delta p_B q_{Bv}}{2\pi \eta_{Bm}}, \frac{p_B q_{Bv}}{2\pi \eta_{Bm}}$ 。

3. 外齿轮泵的密封容积由齿廓线、壳体内表面及前后端盖构成，齿面啮合接触线将高低压腔隔开，轮齿脱离啮合侧，密封容积变大，吸液；轮齿进入啮合侧，密封容积变小而排液。主要问题有泄漏、困油和径向液压力不平衡。内齿轮泵工作原理可参照外齿轮泵分析。

4. 单、双作用式叶片泵的密封容积由两相邻叶片、定子的表面、转子外表面及配流盘构成。单、双作用叶片泵的叶片相对缸体外伸时完成吸液，相对缸体退回时完成排液。单作用式叶片泵叶片相对旋向后倾是为了解决位于吸油腔的叶片伸出问题；双作用式叶片泵的叶片相对旋向前倾是为了解决位于高压腔的叶片退回问题。限压式变量叶片泵的转子是固定的，依靠定子的位置变化调节几何排量，有外反馈和内反馈两种方式，流量—压力曲线的特点是：在一定压力范围内，输出流量呈现定量泵特性，达到某一定压力时，流量线性减少，直至为零而工作压力达到最大值，这种工况适于作保压卸荷系统的液压泵。

5. 轴向柱塞泵的密封容积由柱塞和缸孔（体）构成。对于斜盘式轴向柱塞泵，通常假定斜盘法线指向右部的斜上方，柱塞在从下部死点向上部死点过渡过程中逐步伸出，密封容积变大而吸液；从上死点到下死点过渡过程中，柱塞在斜盘作用下逐步退回，密封容积变小而排液。反向旋转时吸排腔交换。斜盘倾角变化（法线向右下方时）也引起吸排腔交换。调

节斜盘倾角  $\gamma$ ，可调节几何排量  $q_{Bv} = \frac{\pi}{4} d^2 Z D \tan \gamma$ 。排量的调节方式有手动、手动伺服和恒功率自动控制和数字变量控制四种。奇数柱塞泵流量均匀性优于偶数柱塞泵是基于经典的理论分析。

斜轴柱塞泵工作原理是驱动轴盘通过固连在它的端面上的的连杆拨动缸体转动，使柱塞在缸体内作往复运动而吸液和排液的。斜盘泵和斜轴泵靠配流盘配流。

6. 径向柱塞泵密封容积同样由柱塞和缸体构成。它是靠转子（缸体）与壳体（定子）的偏距  $e$  而使柱塞在缸体内作往复运动而工作的。柱塞伸出和缩回与叶片泵的叶片相似。卧式柱塞泵是靠曲轴作用而完成吸液和排液的。径向柱塞泵通常采用配流轴或配流阀配油。

本章的主要内容可概括为各种常见液压泵结构原理、几何排量及有关变量原理。

## 思考题

1. 容积式液压泵的工作原理是什么？
2. 液压泵装于液压系统中之后，它的工作压力是否就是液压泵铭牌上的压力？为什么？
3. 液压泵在工作过程中会产生哪些能量损失？产生损失的原因是什么？
4. 外啮合齿轮泵为什么有较大的流量脉动？流量脉动大会产生什么危害？
5. 什么是齿轮泵的困油现象？产生困油现象有何危害？如何消除困油现象？其他类型的液压泵是否有困油现象？
6. 齿轮泵工作压力的提高主要受哪些因素的影响？可以采取哪些措施来提高齿轮泵的压力？
7. 渐开线式内啮合齿轮泵与渐开线式外啮合齿轮泵相比有哪些特点？
8. 螺杆泵与其他泵相比，它的特点是什么？
9. 双作用式叶片泵和单作用式叶片泵各自的优缺点是什么？
10. 限压式变量叶片泵的拐点压力和最大流量如何调节？调节时，泵的流量—压力特性曲线如何变化？
11. 从理论上讲，为什么柱塞泵比齿轮泵和叶片泵的额定压力高？
12. 与斜盘式轴向柱塞泵相比，斜轴式轴向柱塞泵有哪些特点？
13. 与斜盘式非通轴型轴向柱塞泵相比，斜盘式通轴型轴向柱塞泵有哪些特点？
14. YCY14-1 柱塞泵的变量原理是什么？
15. 在实际中应如何选用液压泵？

## 习题

- 3-1 某一液压泵额定压力  $p=2.5\text{MPa}$ ，机械效率  $\eta_{Bm}=0.9$ ，由实际测得：（1）当泵的转速  $n=1450\text{r/min}$ ，泵的出口压力为零时，其流量  $Q_1=106\text{L/min}$ 。当泵出口压力为  $2.5\text{MPa}$  时，其流量  $Q_2=100.7\text{L/min}$ 。试求泵在额定压力时的容积效率。（2）当泵的转速  $n=500\text{r/min}$ ，压力为额定压力时，泵的流量为多少？容积效率又为多少？（3）以上两



种情况时, 泵的驱动功率分别为多少?

- 3-2 已知齿轮泵的齿轮模数  $m=3\text{mm}$ , 齿数  $Z=15$ , 齿宽  $B=25\text{mm}$ , 转速  $n=1450\text{r/min}$ , 在额定压力下输出流量  $Q_B=25\text{L/min}$ , 求该泵的容积效率  $\eta_{Bv}$ 。
- 3-3 某组合机床动力滑台采用双联叶片泵 YB-40/6。快速进给时两泵同时供油, 工作压力为  $1.0\text{MPa}$ ; 工作进给时, 大流量泵卸荷, 其卸荷压力为  $0.3\text{MPa}$ , 此时系统由小流量泵供油, 其供油压力为  $4.5\text{MPa}$ 。若泵的总效率为  $\eta_B=0.8$ , 求该双联泵所需电动机功率 (大泵流量为  $40\text{L/min}$ , 小泵流量为  $6\text{L/min}$ )。
- 3-4 某叶片泵公称压力为  $6.3\text{MPa}$ , 理论流量为  $63\text{L/min}$ 。设容积效率为  $\eta_{Bv}=0.85$ , 机械效率  $\eta_{Bm}=0.85$ 。试确定
- (1) 输出流量;
  - (2) 输出功率;
  - (3) 所需输入功率, 选择电动机型号。
- 3-5 某直轴式轴向柱塞泵分布圆半径  $R=30\text{mm}$ , 倾盘最大倾角  $\beta_{\max}=18^\circ$ , 柱塞直径  $d=12\text{mm}$ , 柱塞数  $Z=7$ 。斜盘泵转速  $n_B=1500\text{r/min}$ 。试求
- (1) 最大理论排量;
  - (2) 实际输出流量的最大值 (假定  $\eta_{Bv}=0.90$ );
  - (3) 柱塞相对缸体的最大速度。
- 3-6 斜盘泵的柱塞数  $Z=9$ , 柱塞直径  $d=16\text{mm}$ , 其分布圆直径  $D=125\text{mm}$ , 容积效率  $\eta_{Bv}=0.95$ , 机械效率  $\eta_{Bm}=0.90$ , 工作压力为  $15\text{MPa}$ , 输出流量  $Q_B=90\text{L/min}$ , 泵转速  $n_B=1500\text{r/min}$ , 试求
- (1) 斜盘泵的斜盘倾角  $\beta$ ;
  - (2) 斜盘泵的理论功率  $P_{Bi}$ ;
  - (3) 斜盘泵的输入功率  $P_{Bi}$ ;
  - (4) 斜盘泵的输入扭矩  $T_{Bi}$ 。
- 3-7 某斜盘式轴向柱塞泵的性能参数如下: 最大工作压力  $p_{B\max}=16\text{MPa}$ , 要求它有最大流量  $Q_{B\max}=100\text{L/min}$ , 转速  $n_B=1475\text{r/min}$ 。试确定其结构参数并选择电动机。
- 3-8 某液压泵额定工作压力为  $10\text{MPa}$ , 几何排量为  $12\text{mL/r}$ , 理论流量为  $24\text{L/min}$ , 容积效率为  $0.90$ , 机械效率为  $0.80$ 。试求
- (1) 转速和角速度;
  - (2) 输出和输入功率;
  - (3) 液压泵输入轴上的转矩。
- 3-9 轴配流径向柱塞泵数据如下: 输入轴的转矩为  $27\text{N}\cdot\text{m}$ , 机械效率为  $0.9375$ , 容积效率为  $0.95$ , 工作压力为  $10\text{MPa}$ , 偏心距调整到  $5\text{mm}$ , 柱塞直径为  $15\text{mm}$ , 驱动柱塞泵的电动机的输出轴上的功率为  $4241.15\text{W}$ 。试求
- (1) 电动机的转速 (它直接驱动柱塞泵);
  - (2) 柱塞泵的柱塞数;
  - (3) 柱塞泵的流量脉动率  $\delta_Q$ ;
  - (4) 柱塞泵的泄漏系数。

## 第4章 执行元件

将液压能重新转换成机械能的动力装置称为执行元件。执行元件和液压泵也合称为动力元件。电液元件具有可比性，液压泵类似发电机，执行元件类似电动机。因执行元件消耗液压能而做功，有时还称为液动机。根据执行元件能量转换的方式或输出机械能形式，又可分为两类三种：液压马达、摆动液压马达和液压缸。液压马达作连续回转运动，输出转矩和转速；液压缸作往复直线运动，输出力和速度；摆动液压马达作往复摆动（回转或摆角小于 $360^\circ$ ），输出转矩和角速度。由于摆动液压马达运动的往复性与液压缸类似，亦称摆动液压缸；但由于输出运动的形式与液压马达类似，又称摆动液压马达。摆动液压马达是比较科学的称谓，而摆动液压缸的称呼又得到广泛认可。本章介绍三种执行元件的典型结构和工作原理。

### 4.1 液压马达的分类和主要性能参数计算

#### 4.1.1 液压马达的分类

将输入液压能转换成作连续回转运动、输出转矩和转速的执行元件称液压马达（简称马达）。液压马达有多种，通常根据结构将其分为齿输马达、叶片马达和柱塞马达（螺杆马达归入齿输类；钢球马达归入柱塞类）。由于液压泵和液压马达的作用不同，同一类型的液压泵和液压马达在结构上也有一定的差异。除少数轴向柱塞泵与轴向柱塞马达可以互换外，其他液压泵不可作液压马达使用，阀式配流的柱塞泵在原理上也不能作液压马达使用。另外，液压马达的变量方式与液压泵也有差别，除通常的连续（无级）变量外，还有有级变量形式。

另一种常见的分类方法是根据输出转速高低和转矩的大小，将其分为高速小转矩液压马达和低速大转矩液压马达。一般认为额定转速高于 $500\text{r/min}$ 的属于高速马达，低于 $500\text{r/min}$ 的属于低速马达。高速小转矩马达的基本形式有齿输式、叶片式和轴向柱塞式，低速大转矩马达的基本形式是径向柱塞式，如单作用曲轴连杆式、静压平衡式和多作用内曲线式等。另外，轴向柱塞式、叶片式和齿输式中也有低速大转矩结构形式。液压马达的分类可参看图4-1，图形符号见图4-2。

#### 4.1.2 液压马达主要参数及计算

##### 1. 液压马达的主要参数

液压马达的主要参数与液压泵几乎是相同的，如下所述。

##### 1) 压力

(1) 额定压力  $p_{\text{RM}}$ ：它是按实验标准进行的满载和连续运转的实验压力，是允许使用

的最高压力。

(2) 最高压力  $p_{M\max}$ ：它是按实验标准进行连续超载实验压力。

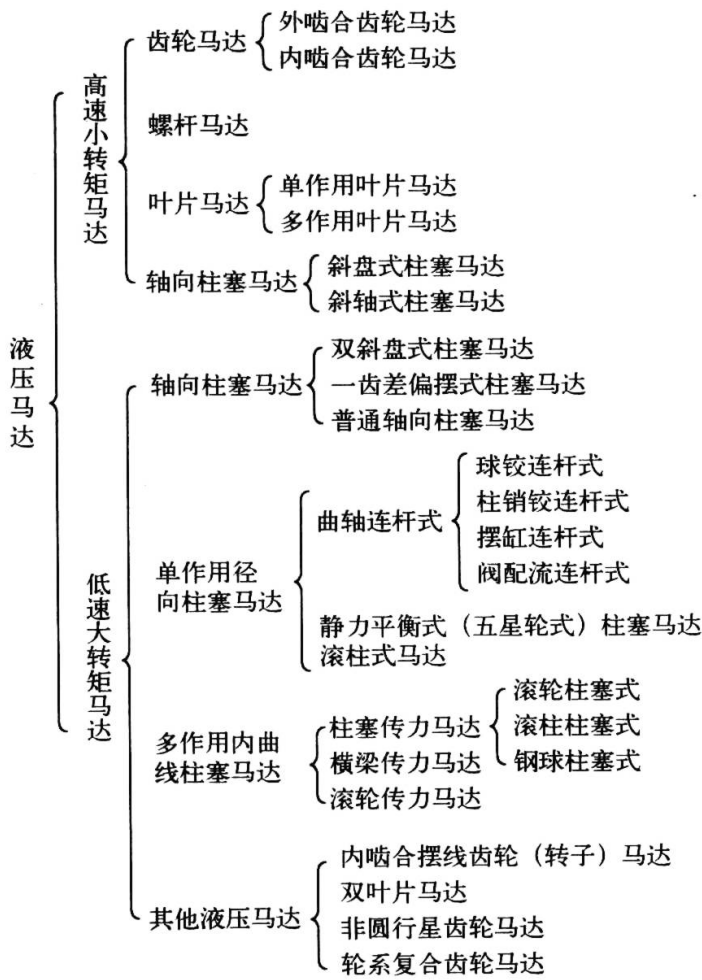


图 4-1 液压马达的分类

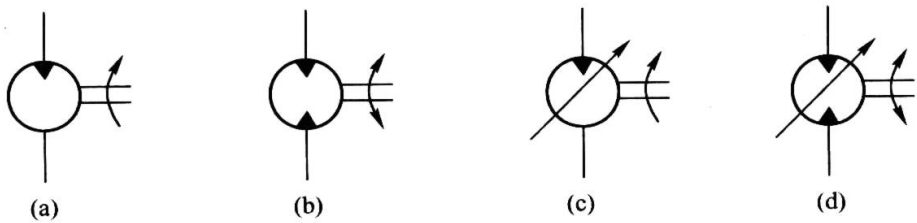


图 4-2 液压马达图形符号

(a) 单向定量马达；(b) 双向定量马达；(c) 单向变量马达；(d) 双向变量马达。

(3) 工作压力  $p_M$ ：它是由负载决定的液压马达进（入）口处的实际工作压力  $p_{Mi}$ 。

(4) 压力差  $\Delta p_M$ ：即液压马达输入（入口）与输出（出口）压力之差。出口压力亦称背压力，记为  $p_{MT}$ ，即有  $\Delta p_{Mi} = p_{Mi} - p_{MT}$ 。当液压马达背压（回液压力）为零（绝对压力为大气压力）时， $\Delta p_M = p_{Mi}$ 。与液压泵不同的是，为使液压马达启动平稳或其他要求，液压马达通常有一定背压。因而，液压马达的工作压力  $p_M$  或入口压力  $p_{Mi}$  在无背压条件下决定于负载；在有背压情况下，主要取决于负载，但还受到背压大小的影响。在工程计算中最常用到的是液压马达的压力差或压力降  $\Delta p_M$ 。

2) 转速

(1) 额定转速  $n_{RM}$ ：它是按实验标准规定进行连续满载的转速，在设计中使用。

(2) 工作转速  $n_M$ ：它是按系统负载要求的液压马达实际转速。当负载不变时，工作转速决定于液压马达的入口流量；当入口流量不变时，负载变大时，转速略有降低，反之略有升高。

(3) 最高（低）转速：最高转速  $n_{Mmax}$  是按实验标准规定，在额定压力下进行超速实验的转速。在实验工作中，液压马达可在这一转速下短暂运行。最低（小）转速  $n_{Mmin}$  是按实验标准规定，在额定压力下不出现爬行的最低（小）转速。一般有  $n_{Mmin} \leq n_M \leq n_{MR} < n_{Mmax}$ 。

### 3) 几何排量和流量

(1) 几何排量  $q_{Mv}$ ：是液压马达转一周，由其密封容积腔变化的几何尺寸计算而得到的液体体积，与液压泵几何排量  $q_{Bv}$  概念相同。

(2) 额定流量  $Q_{RM}$ ：在额定压力下，保证额定转速所需的液压马达的输入流量。

(3) 理论流量  $Q_{Mt}$ ：不计液压马达泄漏，由液压马达几何排量  $q_{Mv}$  计算得到的指定转速所需的输入流量或出口流量。

(4) 实际流量  $Q_M$ ：在某压力下为得到所需转速，液压马达所需的进（入）口流量，它等于理论流量与泄漏量之和。

### 4) 转矩

(1) 理论输出转矩  $T_{Mt}$ ：不计液压马达机械损失，液压力作用于液压马达转子形成的转矩，即理论输出转矩。

(2) 实际输出转矩  $T_M$ ：克服机械摩擦后的液压马达的输出转矩，在稳态时它等于负载转矩  $T_L$ 。

### 5) 功率和效率

液压马达的功率可由转矩和转速得出。液压马达的机械效率  $\eta_{Mm}$ ，容积效率  $\eta_{Mv}$ ，总效率  $\eta_M$  与液压泵三种效率有类似的定义。

## 2. 液压马达参数计算

液压马达的常见计算参数有液压马达的输出转速、输出转矩和输出功率。

### 1) 输出转速 $n_M$

若液压马达入口流量为  $Q_{Mi}$ ，几何排量为  $q_{Mv}$ ，泄漏流量为  $\Delta Q_M$ ，产生的实际转速为  $n_M$ ，按流量连续定理，则有

$$Q_{Mi} - \Delta Q_M = n_M q_{Mv} \quad (4.1.1)$$

在理想情况下， $\Delta Q_M = 0$ ，即  $Q_{Mt} = n_M q_{Mv}$ ，这时可得液压马达的理想或理论转速  $n_{Mt}$  为

$$n_{Mt} = Q_{Mt} / q_{Mv} \quad (4.1.2)$$

由式 (4.1.1) 计算液压马达输出转速多有不便，为此引入容积效率  $\eta_{Mv}$  的概念，它定义为在产生规定的转速下，无泄漏时所需的输入流量  $Q_{Mt}$  与实际输入流量  $Q_{Mi}$  之比，即

$$\eta_{Mv} = \frac{Q_{Mt}}{Q_{Mi}} = \frac{Q_{Mi} - \Delta Q_M}{Q_{Mi}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{Mi}} \quad (4.1.3)$$

由式 (4.1.1) 和式 (4.1.3) 可得液压马达输出转速  $n_M$  为

$$n_M = \frac{Q_{Mi} - \Delta Q_M}{q_{Mv}} = \frac{Q_{Mi}}{q_{Mv}} \eta_{Mv} \quad (4.1.4)$$

式中  $n_M$ ——液压马达输出转速，r/min；

$Q_{Mi}$ ——液压马达输入（入口）流量，mL/min（或L/min）；

$q_{Mv}$ ——液压马达几何排量，mL/r（或L/r）；

$\eta_{Mv}$ ——容积效率（当 $\eta_{Mv}=100\%$ 时，输出转速即理论转速）。

## 2) 输出转矩 $T_M$

设液压马达入口压力为  $p_{Mi}$ ，出口压力（背压）为  $p_{MT}$ ，压力差（降） $\Delta p_M = p_{Mi} - p_{MT}$ ，则液压马达转一周所需或消耗的液压能为  $\Delta p_M q_{Mv}$ ，液压马达输出的机械能为  $2\pi T$ ，（ $P = T\phi, \phi = 2\pi$ ）；如果不计摩擦损失，则理论输出转矩  $T_{Mt}$  与转角  $2\pi$  之积，与液压能  $\Delta p_M q_{Mv}$  相等，即

$$2\pi T_{Mt} = \Delta p_M q_M \quad (4.1.5)$$

则有

$$T_{Mt} = \frac{\Delta p_M q_M}{2\pi} \quad (4.1.6)$$

液压马达是有机械损失的，设损失转矩为  $\Delta T_M$ ，则液压马达的实际输出转矩  $T_M = T_{Mt} - \Delta T_M$ 。为计算  $T_M$ ，引入液压马达机械效率  $\eta_{Mm}$  的概念，它定义为液压马达的实际输出转矩  $T_M$  与理论输出转矩  $T_{Mt}$  之比，即

$$\eta_{Mm} = \frac{T_M}{T_{Mt}} \quad (4.1.7)$$

联立式（4.1.6）和式（4.1.7），则有

$$T_M = T_{Mt} \eta_{Mm} = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} \quad (4.1.8)$$

式中  $\Delta p_M$ ——液压马达进出口压力差（降），Pa；

$q_{Mv}$ ——液压马达几何排量，m<sup>3</sup>/r；

$\eta_{Mm}$ ——机械效率。

在计算中，要注意将几何排量的常用单位 mL/r 化成  $10^{-6}$  m<sup>3</sup>/r 的形式。

## 3) 输入和输出功率

液压马达的输入功率，即入口压力与入口流量之积，即  $P_{Mi} = p_{Mi} Q_{Mi}$ 。如果液压马达回液压力为零（大气压力）即无背压损失，其输出机械功率  $P_{Mi}$  可表示为

$$P_M = p_{Mi} Q_{Mi} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = P_{Mi} \eta_M \quad (4.1.9)$$

当液压马达有背压  $p_{MT} > 0$  时，尽管液压马达输入液压功率仍为  $p_{Mi} Q_{Mi}$ ，但转换为输出机械能的有效液压能变为  $(p_{Mi} - p_{MT}) Q_{Mi}$ ，它在扣除容积损失功率  $\Delta P_v$ 、摩擦损失功率  $\Delta P_f$  后，转换为输出机械功率，这时

$$P_M = \Delta p_M Q_{Mi} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = P'_{Mi} \eta_M = T_M \omega_M \quad (4.1.10)$$

式中  $P'_{Mi}$ ——有效输入液压能功率， $P'_{Mi} = (p_{Mi} - p_{MT}) Q_{Mi} = \Delta p_M Q_{Mi}$ ，W；

$\Delta p_M$ ——液压马达压力差（降），Pa；

$p_{Mi}$ ——液压马达入口压力，Pa；

$p_{MT}$ ——液压马达出口压力（背压），Pa；

$\eta_{Mv}$ ——容积效率；

$\eta_{Mm}$ ——机械效率；

$\eta_M$ ——总效率， $\eta_M = \eta_{Mv} \eta_{Mm}$ ；



$T_M$ ——输出转矩,  $N \cdot m$ ;

$\omega_M$ ——液压马达角速度,  $\omega_M = 2\pi n_M$ ,  $rad/s$ 。

如果引入压力效率  $\eta_{MP}$  的概念:

$$\eta_{MP} = \frac{P_{Mi} - p_{MT}}{P_{Mi}} = \frac{\Delta p_M}{P_{Mi}} \quad (4.1.11)$$

则液压马达的输出机械功率仍可用输入液压功率  $P_{Mi}$  表示为

$$P_M = P_{Mi} \eta_{MP} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = P_{Mi} \eta_M \eta_{MP} = p_{Mi} Q_{Mi} \eta_M \eta_{MP} = T_M \omega_M \quad (4.1.12)$$

这时, 液压马达能量转换图如图 4-3 所示。

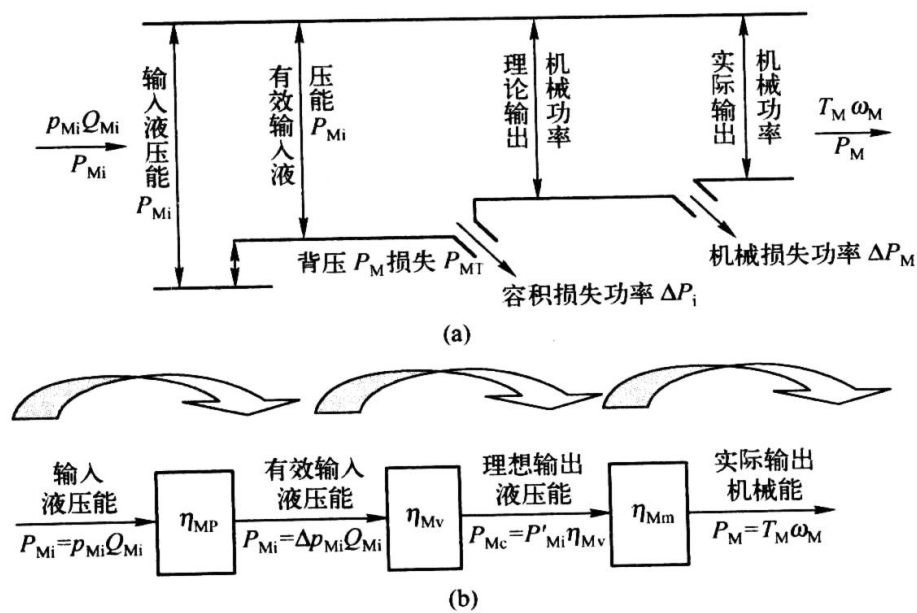


图 4-3 液压马达能量转换示意图

(a) 水力高度形式; (b) 方框图形式。

### 4.1.3 例题

为帮助读者掌握液压马达参数计算的基本知识, 举例如下。

例 4-1 液压马达几何排量为  $250 \text{ mL/r}$ , 入口压力  $p_1 = 10 \text{ MPa}$ , 回液压力  $p_2 = 0.5 \text{ MPa}$ , 容积效率和机械效率均为  $0.90$ 。若输入流量  $Q_{Mi} = 100 \text{ L/min}$ , 试求: (1) 理论和实际转速; (2) 理论和实际转矩; (3) 输入液压功率, 理论和实际输出功率。

解:

(1) 理论和实际输出转速。

理论转速  $n_{Mt}$ , 即容积效率为  $100\%$  或不计泄漏时的转速为

$$n_{Mt} = \frac{Q_{Mi}}{q_{Mv}} = \frac{100 \times 10^3}{250} = 400 (\text{r/min}) \quad (1)$$

实际输出转速  $n_M$  为

$$n_M = \frac{Q_{Mi}}{q_{Mv}} \eta_{Mv} = n_{Mt} \eta_{Mv} = 400 \times 0.9 = 360 (\text{r/min}) \quad (2)$$

(2) 理论和实际 (输出) 转矩。

理论 (输出) 转矩即机械效率  $\eta_{Mm} = 100\%$  或不计摩擦时的液压转矩为

$$T_{Mt} = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} = \frac{(10 - 0.5) \times 10^6 \times 250 \times 10^{-6}}{2\pi} = 378(\text{N} \cdot \text{m}) \quad (3)$$

输出或实际转矩  $T_M$  为

$$T_M = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = T_{Mt} \eta_{Mm} = 378 \times 0.9 = 340(\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

(3) 输入、理论和实际输出功率。

液压马达的输入功率即入口流量与压力之积，与背压大小无关，即

$$P_{Mi} = p_i Q_{Mi} = 10 \times 10^6 \times \frac{100 \times 10^{-3}}{60} (\text{W}) \approx 16.7(\text{kW}) \quad (5)$$

液压马达的理论输出功率即是在机械效率  $\eta_{Mm} = 100\%$  且扣除液压马达出口液压功率之后的功率（如果背压  $p_2 = 0$ ，理论输出功率和进口液压功率相同），即

$$P_{Mt} = \Delta p_M Q_{Mi} = (10 - 0.5) \times 10^6 \times \frac{100 \times 10^{-3}}{60} (\text{W}) \approx 15.8(\text{kW}) \quad (6)$$

液压马达的实际输出功率即扣除背压损失功率、泄漏和摩擦损失功率之后的功率，即

$$P_M = \Delta p_M Q_{Mi} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = (10 - 0.5) \times 10^6 \times \frac{100 \times 10^{-3}}{60} \times 0.9 \times 0.9 (\text{W}) \approx 12.8(\text{kW}) \quad (7)$$

输出功率的另一算法是

$$P_M = T_M \omega_M = 340 \times 2\pi \times \frac{360}{60} (\text{W}) = 12.8(\text{kW}) \quad (8)$$

例 4-2 液压马达输出转矩为  $25\text{N} \cdot \text{m}$ ，工作压力为  $5\text{MPa}$ ，回油压力为大气压力，最低转速为  $500\text{r/min}$ ，最高转速为  $2000\text{r/min}$ ，容积效率和机械效率均为  $0.90$ ，试求：(1) 所需的最大和最小输入流量；(2) 最大和最小输出功率。

解：

(1) 最大和最小输入流量。

由  $T_M = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{P_{Mi} q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = 25\text{N} \cdot \text{m}$ ，可求几何排量为

$$q_{Mv} = \frac{2\pi T_M}{p_{Mi} \eta_{Mm}} = \frac{2\pi \times 25}{5 \times 10^6 \times 0.9} (\text{m}^3/\text{r}) = 34.9(\text{mL}/\text{r}) \quad (1)$$

则最大输入流量  $Q_{Mimax}$  为

$$Q_{Mimax} = \frac{n_{Mmax} q_{Mv}}{\eta_{Mv}} = \frac{2000 \times 34.9}{0.9} (\text{mL}/\text{min}) = 77.6(\text{L}/\text{min}) \quad (2)$$

最小输入流量  $Q_{Mimin}$  为

$$Q_{Mimin} = Q_{Mimax} n_{Mmin} / n_{Mmax} = \frac{77.6}{4} = 19.4(\text{L}/\text{min}) \quad (3)$$

(2) 最大和最小输出功率：

$$P_{Mmax} = T_M \omega_{Mmax} = 25 \times \frac{2000 \times 2\pi}{60} (\text{W}) \approx 5.24(\text{kW}) \quad (4)$$

$$P_{Mmin} = T_M \omega_{Mmin} = 25 \times \frac{500 \times 2\pi}{60} (\text{W}) \approx 1.31(\text{kW}) \quad (5)$$

例 4-3 设液压马达几何排量为  $50\pi\text{mL}/\text{r}$ （为计算方便），背压  $p_2 = 1\text{MPa}$ ，泄漏系数  $\lambda_M = 10^{-6}\text{mL}/\text{Pa} \cdot \text{s}$ ，总效率  $\eta_M = 0.81$ ，当负载转矩  $T_L = 225\text{N} \cdot \text{m}$  时的输出功率  $P_M = 9\text{kW}$ 。

试求：(1) 液压马达的转速和角速度；(2) 入口压力  $p_1$ ；(3) 容积效率和机械效率。

解：

(1) 液压马达的转速和角速度。

液压马达的输出转速  $n_M$  和角速度  $\omega_M = 2\pi n_M$  通常是根 据输入流量和容积效率计算的。命题中无输入流量和容积效率数据。但可根据  $P_M = T_M \omega_M$  关系和命题条件先求出角速度  $\omega_M$ ，再进一步求出转速  $n_M$ 。

$$\omega_M = \frac{P_M}{T_M} = \frac{9 \times 1000}{225} (\text{rad/s}) = 40 (\text{rad/s}) \quad (1)$$

$$n_M = \frac{\omega_M}{2\pi} (\text{r/s}) = \frac{40}{2\pi} (\text{r/s}) = 382 (\text{r/min}) \quad (2)$$

(2) 入口压力。

在背压  $p_2 = 1 \text{MPa}$  情况下，求出液压马达的压力降  $\Delta p_M$ ，则可求出进口压力  $p_1 = \Delta p_M + p_2$ 。根据

$$T_L = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = 225 \text{N} \cdot \text{m} \quad (3)$$

在已知机械效率  $\eta_{Mm}$  条件下（ $q_{Mv} = 50\pi \text{mL/r}$  已知）可求  $\Delta p_M$ 。机械效率  $\eta_{Mm}$  为未知数，但可表示为

$$\begin{cases} \eta_{Mm} = \frac{\eta_M}{\eta_{Mv}} = \eta_M \frac{n_M q_{Mv} + \Delta Q_M}{n_M q_M} \\ \Delta Q_M = \lambda_M \Delta p_M = 60 \times 10^{-6} \Delta p_M (\text{mL/min}) \\ n_M q_{Mv} = 382 \times 50\pi (\text{mL/min}) \approx 60 \times 10^3 (\text{mL/min}) \end{cases} \quad (4)$$

故有

$$\eta_{Mm} = (1 + 10^{-8} \Delta p_M) \times 0.81 \quad (5)$$

则有

$$T_L = \frac{\Delta p_M \times 50\pi \times 10^{-6}}{2\pi} \times (1 + 10^{-9} \Delta p_M) \times 0.81 = 225 \quad (6)$$

解式 (6) 并舍去负根，可求  $\Delta p_M \approx 10.1 \text{MPa}$ ，故液压马达入口压力  $p_1$  为

$$p_1 = \Delta p_M + p_2 = 10.1 + 1 = 11.1 (\text{MPa}) \quad (7)$$

(3) 容积效率和机械效率。

将  $\Delta p_M = 10.1 \times 10^6 \text{Pa}$  代入机械效率表达式可求

$$\eta_{Mm} = (1 + 10^{-8} \times 10.1 \times 10^6) \times 0.81 = 0.89 \quad (8)$$

则容积效率为

$$\eta_{Mv} = \frac{\eta_M}{\eta_{Mm}} = \frac{0.81}{0.89} \approx 0.91 \quad (9)$$

例 4-4 定量泵向定量马达供液，液压泵出口压力为  $10 \text{MPa}$ ，吸入压力为大气压力，几何排量  $q_{Bv} = 10 \text{mL/r}$ ，机械效率  $\eta_{Bm} = 0.95$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.90$ 。液压马达参数为

$q_{Mv} = q_{Bv}$ ,  $\eta_{Mv} = \eta_{Bv}$ ,  $\eta_{Mm} = \eta_{Bm}$ , 其回液压力为大气压力, 泵—马达之间管路无压力和流量损失。试求: (1) 液压泵转速  $n_B = 1500 \text{ r/min}$  时所需的输入功率; (2) 液压泵输出 (液压马达输入) 功率; (3) 液压马达输出转速; (4) 液压马达输出转矩; (5) 液压马达输出功率。

解:

(1) 液压泵输入功率为

$$P_{Bi} = \frac{P_B Q_{Bi}}{\eta_{Bm}} = \frac{10 \times 10^6 \times 1500 \times 10 \times 10^{-6}}{60 \times 0.9} = 2.632 (\text{kW}) \quad (1)$$

(2) 液压泵输出功率。

在无压力和流量损失情况下, 液压泵输出功率、液压泵—液压马达之间的管道传输液压功率及液压马达入口功率是相同的

$$P_B = P_{Mi} = p_B n_B q_{Bv} \eta_{Bv} = 10 \times 10^6 \times \frac{1500 \times 10 \times 10^{-6}}{60} \times 0.9 (\text{W}) = 2.25 (\text{kW}) \quad (2)$$

(3) 液压马达输出转速。

无流量损失, 液压泵出口流量  $Q_B$  即液压马达输入流量  $Q_{Mi}$ , 故有

$$n_M = \frac{Q_{Mi}}{q_{Mv}} \eta_{Mv} = \frac{Q_B}{q_{Mv}} \eta_{Mv} = \frac{n_B q_{Bv}}{q_{Mv}} \eta_{Bv} \eta_{Mv} = n_B \eta_{Bv} \eta_{Mv} = 1500 \times 0.9 \times 0.9 = 1215 (\text{r/min}) \quad (3)$$

(4) 液压马达输出转矩为

$$T_M = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{P_{Mi} q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{10 \times 10^6 \times 10 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0.95 = 15.1 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

(5) 液压马达输出功率。

在背压为零 (大气压力) 条件下, 可根据输入功率  $P_{Mi}$  计算之

$$P_M = P_{Mi} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = 2.25 \times 0.9 \times 0.95 = 1.924 (\text{kW}) \quad (5)$$

另一算法是根据计算出的转速和输出转矩计算之

$$P_M = T_M \omega_M = 15.1 \times \frac{1215}{60} \times 2\pi (\text{W}) = 1.921 (\text{kW}) \quad (6)$$

两种计算方法得出的数据略有不同, 系计算误差所致。在计算中应尽可能使用原始数据或计算误差较小的数据。

例 4-5 在例 4-4 中, 假定液压泵—液压马达之间管路压力损失为  $0.5 \text{ MPa}$ , 液压马达回油压力为  $0.2 \text{ MPa}$ 。液压泵转速为  $1500 \text{ r/min}$ , 其他条件不变。试计算: (1) 液压马达输出转矩; (2) 液压马达输入和输出功率; (3) 液压系统的总效率。

解:

(1) 液压马达输出转矩。

液压马达入口压力  $p_{Mi} = p_B - \Delta p = 10 - 0.5 = 9.5 (\text{MPa})$ , 故液压马达输出转矩为

$$T_M = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{(9.5 - 0.2) \times 10^6 \times 10 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0.95 = 14.8 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1)$$

(2) 液压马达输入和输出功率。

液压马达输入功率为

$$P_{Mi} = p_{Mi} Q_{Mi} = p_{Mi} Q_B = 9.5 \times 10^6 \times \frac{1500 \times 10 \times 10^{-6}}{60} \times 0.9 (\text{W}) = 2.1375 (\text{kW}) \quad (2)$$

液压马达输出功率为

$$\begin{aligned} P_M &= \Delta p_M Q_{Mi} \eta_{Mv} \eta_{Mm} = \Delta p_M Q_B \eta_{Mv} \eta_{Mm} = \Delta p_M n_B q_{Bv} \eta_{Bv} \eta_{Mv} \eta_{Mm} \\ &= (9.5 - 0.2) \times 10^6 \times \frac{1500 \times 10 \times 10^{-6}}{60} \times 0.9 \times 0.9 \times 0.95 (\text{W}) \\ &= 1.789 (\text{kW}) \end{aligned} \quad (3)$$

(3) 液压系统的总效率。

在上题中已计算出液压泵输入功率  $P_{Bi} = 2.632 (\text{kW})$ ，故总效率  $\eta$  为

$$\eta = \frac{P_M}{P_{Bi}} = \frac{1.789}{2.632} = 67.97\% \quad (4)$$

利用输出功率与输入功率处之比是求效率的基本方法。在无压力传输损失和流量损失条件下，定量泵一定量马达液压系统的总效率  $\eta = \eta_B \eta_M = \eta_{Bv} \eta_{Bm} \eta_{Mv} \eta_{Mm}$ 。在有压力损失而无流量传输损失条件下，影响总效率的条件尚有：管路压力传输效率  $\eta_L$  和液压马达的压力利用率  $\eta_p$ 。 $\eta_L$  和  $\eta_p$  分别为

$$\eta_L = \frac{p_B - \Delta p_L}{p_B} = \frac{10 - 0.5}{10} = 0.95 \quad (5)$$

$$\eta_p = \frac{\Delta p_M}{p_{Mi}} = \frac{9.5 - 0.2}{9.5} = 0.9789 \quad (6)$$

故有

$$\eta = \eta_B \eta_M \eta_L \eta_p = 0.9 \times 0.95 \times 0.9 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.9789 = 0.6798 \quad (7)$$

例 4-6 假定液压泵和液压马达具有相同几何排量  $q_V$ ，转速  $n$  和泄漏系数  $\lambda$ 。试证

(1) 当  $\lambda \Delta p \leq 0.1 n q_V$  时（泄漏流量小于理论流量的 10%），液压马达与液压泵容积效率之差  $\Delta \eta_{Bv} = \eta_{Mv} - \eta_{Bv} < 1\%$ ；

(2) 当液压泵容积效率  $\eta_{Bv} = 0.80$  时，液压马达的容积效率  $\eta_{Mv} = \frac{5}{6} \approx 0.83$ ；

(3) 当液压马达容积效率  $\eta_{Mv} = 0.80$  时，液压泵容积效率  $\eta_{Bv} = 0.75$ ；

(4) 当两者容积效率之差  $\Delta \eta_v = 2\%$  时，则下式成立

$$100 \lambda \Delta p = (\sqrt{201} + 1) n q_V$$

证明：

(1) 两者容积效率之差  $\Delta \eta_{Bv} = \eta_{Mv} - \eta_{Bv} < 1\%$ 。

证明的关键是液压泵和液压马达容积效率的泄漏量描述。液压泵流量连续方程为

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_B = \eta_B q_{Bv} - \lambda_B \Delta p_B = n q_V - \lambda \Delta p \quad (1)$$

液压马达流量连续方程为

$$Q_{Mi} = Q_{Mt} + \Delta Q_M = \eta_M q_{Mv} + \lambda_M \Delta p_M = n q_V + \lambda \Delta p \quad (2)$$

由式 (1) 和式 (2)，按容积效率概念，可求液压泵和液压马达的容积效率，分别表示为

$$\eta_{Bv} = \frac{Q_B}{Q_{Bt}} = 1 - \frac{\lambda \Delta p}{n q_V} \quad (3)$$



$$\eta_{Mv} = \frac{Q_{Mt}}{Q_{Mi}} = 1 - \frac{\lambda \Delta p}{\lambda \Delta p + nq_v} \quad (4)$$

故两者之差  $\Delta \eta_v$  为

$$\begin{aligned} \Delta \eta_v &= \eta_{Mv} - \eta_{Bv} = \lambda \Delta p \left( \frac{1}{nq_v} - \frac{1}{nq_v + \lambda \Delta p} \right) = \\ &= \frac{(\lambda \Delta p)^2}{nq_v(nq_v + \lambda \Delta p)} \leq \frac{10^{-2} nq_v}{nq_v(nq_v + \lambda \Delta p)} = \\ &= \frac{1}{100(1 + \lambda \Delta p / nq_v)} < 1\% \quad (0 < \frac{\lambda \Delta p}{nq_v} < 0.1) \end{aligned} \quad (5)$$

(2)  $\eta_{Bv} = 0.80$  时,  $\eta_{Mv} = 5/6$ 。

将  $\eta_{Bv} = 0.80$  代入式(3)可求

$$\eta_{Bv} = 0.80 = 1 - \frac{\lambda \Delta p}{nq_v} \Rightarrow \lambda \Delta p = 0.2nq_v \quad (6)$$

将式(6)代入式(4)可求

$$\eta_{Mv} = 1 - \frac{\lambda \Delta p}{(nq_v + \lambda \Delta p)} = 1 - \frac{0.2nq_v}{nq_v + 0.2nq_v} = 5/6 = 0.83 \quad (7)$$

(3)  $\eta_{Mv} = 0.80$  时,  $\eta_{Bv} = 0.75$ 。

将  $\eta_{Mv} = 0.80$  并代入式(4)可求  $\lambda \Delta p = 0.25nq_v$ , 将该结果代入式(3), 则有

$$\eta_{Bv} = 1 - \frac{\lambda \Delta p}{nq_v} = 1 - \frac{0.25nq_v}{nq_v} = 0.75 \quad (8)$$

(4)  $\Delta \eta_v = 2\%$  时,  $100\lambda \Delta p = (\sqrt{201} + 1) nq_v$ 。

将  $\Delta \eta_v = 2\%$  及  $\lambda \Delta p = 0.25nq_v$  代入式(5)前半部分, 则有

$$\Delta \eta_v = \frac{(\lambda \Delta p)^2}{nq_v(nq_v + \lambda \Delta p)} = 2\% \quad (9)$$

故有

$$(\lambda \Delta p)^2 - \frac{nq_v}{50} \lambda \Delta p - \frac{(nq_v)^2}{50} = 0 \quad (10)$$

以  $\lambda \Delta p$  为变量求解方程(10)并舍去负根, 则有

$$100\lambda \Delta p = (\sqrt{201} + 1) nq_v \quad (11)$$

证毕

## 4.2 高速液压马达

### 4.2.1 液压马达基本工作原理

与液压泵相同, 液压马达也是利用密封容积变化而工作的; 与液压泵相反的是, 密封容积变大时高压油液(液压能)源源不断地输入, 密封容积变小时低压油液源源不断地排出, 这样才能保证液压马达连续转动和输出转矩。向液压马达供入高压油液是一种比较方便或习惯性的说法, 实际上它是由液压马达的外负载引起或决定的。为保证液压马达连续转动或高压油液不断进入、低压油液不断排出, 必须有适当的配流方式来保证。为驱动外负载

(转矩), 液压马达的运动部件(转子)必须产生相应的液压转矩。为方便读者掌握相关知识, 由上述内容简要概括出液压马达的基本工作原理或条件如下。

(1) 要形成密封可变的工作容积。如果形不成密封容积, 则建立不起工作压力; 如果密封容积不是可变化的, 高压油不能源源进入, 液压马达就失去了动力源而不能工作, 同时低压油不能排出则无法工作。

(2) 转子要产生驱动负载的液压转矩。转子不产生转矩, 则不能转动, 不能驱动外负载。只有转子转动才能引起密封容积的变化, 为高压油液的进入和低压油液的排出创造条件。

(3) 适当的配流方式。即密封容积变大时, 高压油液可以进入, 密封容积变小时, 低压油液能够出, 这是液压马达能够工作的先决条件。

对于给定的液压马达进行工作原理分析时, 上述条件都是具备的。问题的关键是对转子上的周向液压力及其产生的转矩或净转矩(有背压时)的分析。

### 4.2.2 叶片马达

液体压力作用在转子径向槽中可往复滑动的叶片上, 使转子转动而工作的液压马达称叶片马达。叶片马达有单作用叶片马达和双作用叶片马达。单作用叶片马达为变量马达, 因转子上径向液压力不平衡又称非平衡式叶片马达; 排量为  $(10 \sim 200)\text{mL/r}$ , 额定工作压力为  $16\text{MPa}$ , 最高可达  $20\text{MPa}$ , 最低允许转速为  $100\text{r/min}$ , 最高为  $2000\text{r/min}$ ; 容积效率一般为  $90\%$ , 机械效率一般为  $80\%$ , 总效率为  $75\%$  左右; 噪声较小, 价格较低, 对油液污染较敏感。双作用叶片马达为定量马达, 因转子上径向液压力平衡又称平衡式叶片马达; 排量为  $(50 \sim 220)\text{mL/r}$ , 额定工作压力为  $16\text{MPa}$ , 最高为  $25\text{MPa}$ , 其他与单作用叶片马达相当。

#### 1. 单作用叶片马达工作原理

图 4-4 为单作用叶片马达工作原理图。它由叶片 1、定子 2、转子 3、配流盘 4 及前后端盖(图中未画出)等组成, 它们构成若干密封容积(图中为 10 个, 一般为  $14 \sim 16$  个), 定子(壳体)与转子偏心距  $OO_1 = e$ , 定子内表面半径为  $R$ , 转子外半径为  $r$ , 叶片宽度为  $B$ 。当向左配流窗口供入压力为  $p_M$  的高压油时, 叶片 a、b 之间左部叶片均浸入高压油中, 叶片上的周向液压力平衡, 仅叶片 a、b 上液压力不平衡, 其中一侧为高压, 一侧为低压。假定右配流窗口的回油压力为  $p_T$ , 则作用在叶片 a 上的液压力  $F_1 = (p_M - p_T)[(R + e) - r]B = \Delta p[(R + e) - r]B$ , 它产生的顺时针转矩  $T_1 = F_1[(R + e) + r]/2$ ; 作用在叶片 b 上的液压力  $F_2 = (p_M - p_T)[(R - e) - r]B = \Delta p[(R - e) - r]B$ , 它产生的逆时针转矩  $T_2 = F_2[(R - e) + r]/2$ 。由于顺时针转矩  $T_1$  大于逆时针转矩  $T_2$ , 故在净转矩  $T = T_1 - T_2$  作用下, 转子顺时针转动, 左腔密封容积不断变大, 高压油液经左配流窗口不断进入, 右腔密封容积不断变小, 低压经右配流窗口不断排出, 驱动负载  $T_L$  连续转动。转子上的转矩平衡方程为

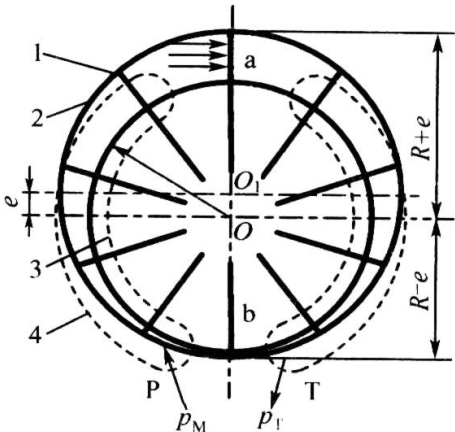


图 4-4 单作用叶片马达工作原理  
1—叶片; 2—定子; 3—转子; 4—配流盘。

$$T_L = T\eta_{Mm} = (T_1 - T_2) \eta_{Mm} = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} \quad (4.2.1)$$

式中  $T_L$  ——负载转矩,  $N \cdot m$  ;  
 $T$  ——液压转矩,  $N \cdot m$  ,  $T=T_1-T_2$  ;  
 $T_1$  ——顺时针转动矩,  $N \cdot m$  ,  $T_1=F_1[(R+e)+r]/2$  ;  
 $F_1$  ——顺时针周向液压力,  $N$  ,  $F_1=\Delta p[(R+e)-r]B$  ;  
 $T_2$  ——逆时针转动矩,  $N \cdot m$  ,  $T_2=F_2[(R-e)+r]/2$  ;  
 $F_2$  ——逆时针周向液压力,  $N$  ,  $F_2=\Delta p[(R-e)-r]B$  ;  
 $\Delta p_M$  ——压力差,  $Pa$  ,  $\Delta p_M=p_M-p_T$  ;  
 $p_M$  ——高压腔压力,  $Pa$  ;  
 $p_T$  ——低压腔压力,  $Pa$  ;  
 $q_{Mv}$  ——几何排量,  $m^3/r$  ,  $q_{Mv}=4\pi ReB$  ;  
 $\eta_{Mm}$  ——机械效率。

与单作用叶片泵相比, 单作用叶片马达的最显著特点是叶片径向安装, 以使单作用叶片马达可正反向转动。

### 2. 双作用叶片马达

双作用叶片马达工作原理如图 4-5 所示, 其密封容积构成与单作用叶片马达是相同的。当压力为  $p_H$  的高压油液从右部进油口经配流盘进油窗口 (位于二、四象限) 进入两相邻叶片间的密封容积腔时, 叶片 8、4 因两侧所受压力相同而处于平衡状态, 不产生转矩。位于低压区的叶片 2、6 同样不产生转矩。位于封油区的叶片 1、5, 一侧为高压, 另一侧为低压, 故产生顺时针转矩  $T_1$  为

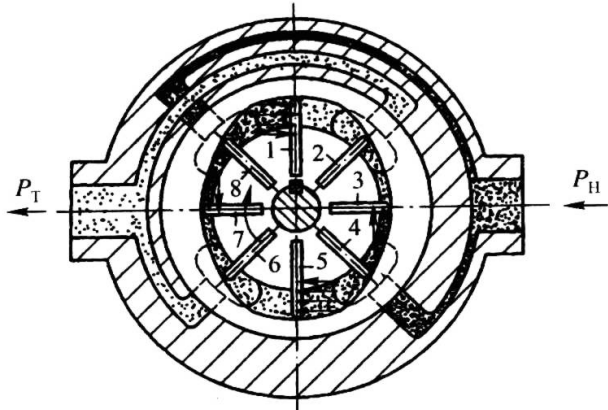


图 4-5 双叶片马达工作原理

$$T_1 = 2\Delta p(R-r')B(R+r')/2 \tag{4.2.2}$$

式中  $\Delta p$  ——压力差,  $Pa$  ,  $\Delta p=p_H-p_T$  ;  
 $p_H$  ——高压区压力,  $Pa$  ;  
 $p_T$  ——低压区 (回油) 压力,  $Pa$  ;  
 $B$  ——叶片宽度,  $m$  ;  
 $R$  ——定子长半径,  $m$  ;  
 $r'$  ——转子外半径,  $m$  。

同样, 位于封油区的叶片 3、7 产生逆时针转矩  $T_2$  为

$$T_2 = 2\Delta p(r-r')B(r+r')/2 \tag{4.2.3}$$

式中  $r$  ——定子短半径,  $m$  ;

其他字符式(4.2.2)中已定义。

由于 $T_1$ 大于 $T_2$ ，故产生顺时针方向的净液压转矩 $T$ 为

$$T = T_1 - T_2 = \Delta p B (R^2 - r^2) = \frac{\Delta p}{2\pi} \times 2\pi B (R^2 - r^2) = \frac{\Delta p q_{Mv}}{2\pi} \quad (4.2.4)$$

式中  $q_{Mv}$ ——双叶片马达几何排量， $q_{Mv} = 2\pi B (R^2 - r^2)$ ， $m^3/r$ 。

这样，转子在顺时针转矩 $T$ 的作用下顺时针转动，高压区的叶片间的密封容积不断变大，高压油液不断进入，同时低压区的叶片间的密封容积不断变小，从低压口不断排出，双叶片马达作连续转动，以驱动外负载转矩 $T_L = T \eta_{Mm}$ 。

与相应的双作用叶片泵相比，双叶片马达有如下特点：

(1) 叶片槽是径向设置的(叶片径向安装)，以使双叶片马达作正反向转动(双作用叶片泵的叶片前倾安装，单向转动)。

(2) 叶片底部装有弹簧，以保证在初始条件下叶片能紧贴在定子内表面上，以形成密封工作容积。

(3) 叶片底部始终与压力油液相通，以保证工作时叶片紧贴在定子内表面。

### 4.2.3 齿轮马达

利用密封在壳体两个或两个以上的齿轮啮合而工作的液压马达称齿轮马达。它分为内外齿轮马达，在结构上与相应的齿轮泵相似。

#### 1. 外啮合齿轮马达

外齿轮马达是利用一对外齿轮啮合而工作的液压马达，是高速小转矩液压马达，其排量为 $(50 \sim 160) \text{ mL/r}$ ，最低稳定转速为 $(150 \sim 500) \text{ r/min}$ ，最高转速为 $2000 \text{ r/min}$ ，额定工作压力为 $(16 \sim 20) \text{ MPa}$ ，最高为 $(20 \sim 25) \text{ MPa}$ ，容积效率为 $85\% \sim 94\%$ ，总效率为 $77\% \sim 85\%$ ，启动转矩效率为 $75\% \sim 80\%$ ，抗污染性能好，价格低；缺点是噪声大，转矩均匀性差。

外齿轮马达除进出液口尺寸必须相同外(正反转要求)，其他在结构上与齿轮泵几乎是相同的，工作原理图如图4-6所示。

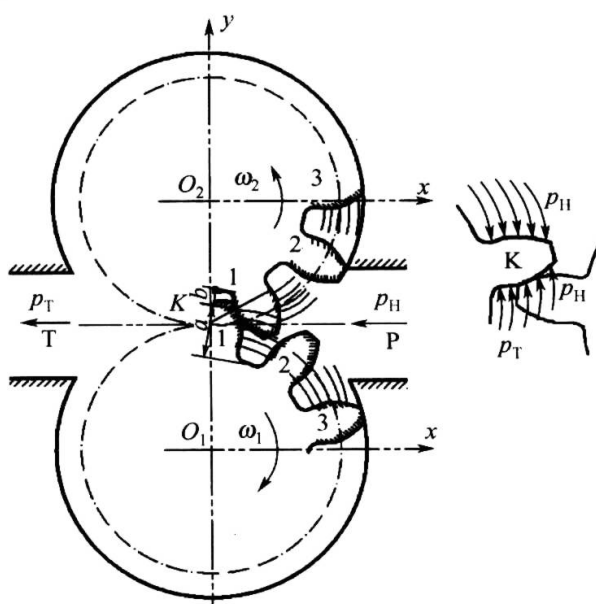


图 4-6 外齿轮马达工作原理图

设齿轮马达的齿轮 1 的 1 号齿与齿轮 2 的 1 号齿在 K 点啮合。K 点到齿轮 1 根部的间距为  $a$ ，到齿轮 2 根部的间距为  $b$ ，从右进油口供入高压油液压力为  $p_H$ ；齿轮 1 的 2 号齿在高压油液内，两侧周向液压力平衡，1 号齿在高压油液中的浸距为  $a$ ，而齿轮 1 的 3 号齿在高压油液内浸距为齿高  $h$ ，故产生顺时针方向转矩  $T_1 = p_H B(h-a)R_1$ ，其中  $R_1$  为啮合点齿轮 1 中心  $O_1$  的距离。同样，齿轮 2 产生的逆时针方向转矩  $T_2 = p_H B(h-b)R_2$ ，其中  $R_2$  为瞬态啮合点到齿轮 2 中心  $O_2$  的距离。在上述转矩作用下，齿轮 1 顺时针转动，齿轮 2 逆时针转动，右高压侧的轮齿逐渐脱离啮合，密封容积变大，高压油液不断进入；左低压侧的轮齿逐渐进入啮合，密封容积变小，低压油液不断被排出，齿轮马达作连续回转运动。

与外齿轮泵相比，外齿轮马达有如下特点：

(1) 为满足正反向转要求，其进出油道孔径相同，左右对称，壳体上必须设置单独的外泄漏油孔，以将泄漏油液引入油箱，不像齿轮泵那样可将泄漏油液引入低压腔。

(2) 具有端面间隙自动补偿的液压马达，由密封圈围成的压力补偿区间是对称的，高低压腔卸荷槽也是对称的。齿轮泵单向转动，没有这一要求。

(3) 外齿轮马达的转动范围很宽。必须用滚动轴承（或静压轴承）以改善启动性能。齿轮泵转速很高且比较稳定，无此限制，可使用动压（滑动）轴承。

(4) 外齿轮马达的齿数通常比齿轮泵多，以减少转矩的脉动性。

## 2. 内啮合摆线齿轮马达

根据齿轮齿廓线的形式，内齿轮马达可分为渐开线式和摆线式两种，后者又称行星转子式内啮合摆线齿轮马达，简称摆线马达，工作原理如图 4-7 所示。

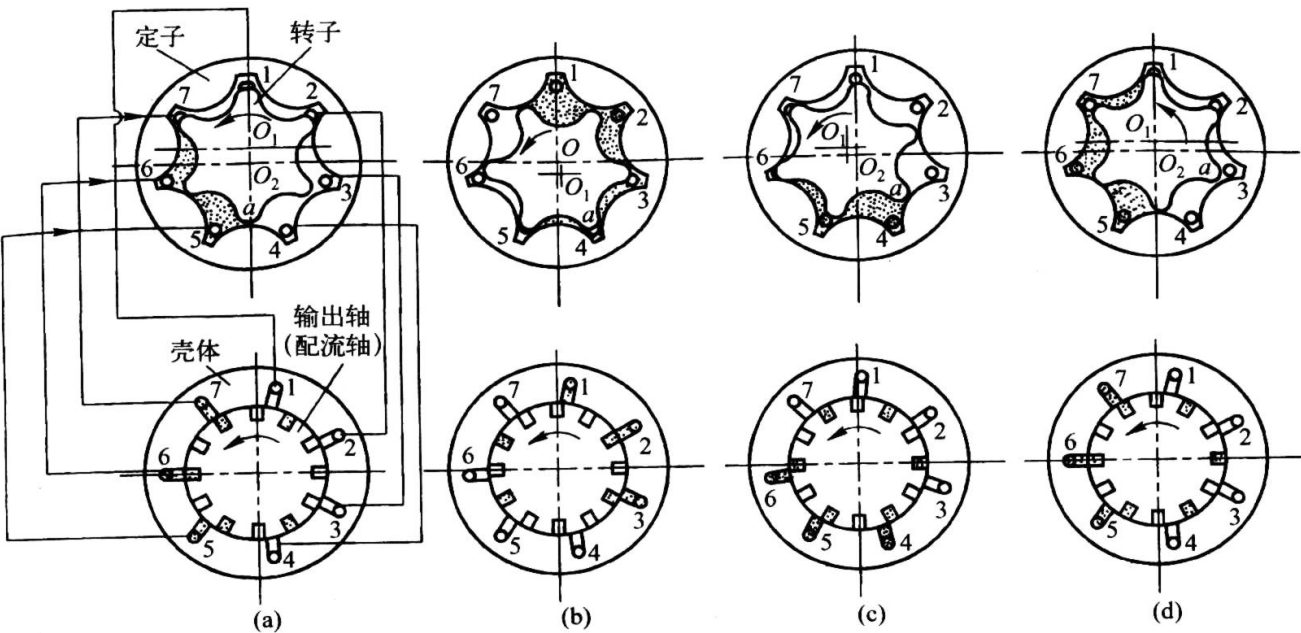


图 4-7 摆线马达工作原理图

(a) 零位；(b) 轴转 1/14 转；(c) 轴转 1/7 转；(d) 轴转 1/6 转。

转子(外齿轮，小齿轮)有  $z_1$  个（图中  $z_1=6$ ）齿形为摆线型的轮齿，转子中心为  $O_1$ ；定子(内齿轮，大齿轮)有  $z_2=z_1+1$  个（图中  $z_2=7$ ）齿形为圆弧线的轮齿，定子中心为  $O_2$ ，偏心距  $O_1O_2=e$ ；转子、定子与后盖、辅助配流盘（后两者图中未画出）构成  $z_2$ （ $z_2=7$ ）个密封容积。摆线马达是通过配流轴配流的，配流轴外表面设置有相间均布的两组纵向配流槽，共  $2z_1=12$  条，其中一组（6 条）与进油腔相通，相同的另一组（6 条）与回油腔相通；配流轴内孔和转子内孔均有内花键，两者通过花键联轴节连在一起，使得配流轴与转子



一起转动，花键联轴节的齿数  $z = 2z_1 = 12$  个。

参看图 4-7，当通过配流轴的进油通道向容积腔 5、6、7 供入高压油时，下齿 a（纵轴下方）上的液压力相对回转中心  $O_1$  产生的逆时针转矩大于上齿（容积腔 1 处）处的液压力相对  $O_1$  产生的顺时针转矩，故转子逆时针转动（配流轴（输出轴）与转子同时转动）。由于定子是固定不动的，所以转子在绕自身轴线（回转中心） $O_1$  作低速转动的同时，转子自转中心  $O_1$  还绕定子中心  $O_2$  高速反向公转，使高压腔（图 4-7（a）连心线  $O_1O_2$  左部）密封容积变大，高压油不断进入；同时低压腔（连心线  $O_1O_2$  右部）密封容积不断变小，使低压油液不断排出。

转子公转一转（ $O_1$  绕  $O_2$  转一转）时，自转过一个齿（即转子公转  $z_1$  周时才自转一转），完成一次进回油循环，即高压腔按（5、6、7）→（6、7、1）→（7、1、2）→（1、2、3）→……→（5、6、7）顺序循环下去，如图 4-7 所示。当进回口交换时，摆线马达（输出轴）反转。由于花键联轴节齿数  $z$  与配流槽数  $2z_1$  是相等的，当花键联轴节错一齿安装时，在进回油口不变的情况下，摆线马达（输出轴）反向转动。

摆线马达的几何排量可近似为

$$q_{Mv} = B(R_{e1}^2 - R_{i1}^2)z_2 \tag{4.2.5}$$

式中  $R_{e1}$  ——转子齿顶圆半径；  
 $R_{i1}$  ——转子齿根圆半径；  
 $B$  ——转子宽度；  
 $z_2$  ——定子齿数。

### 3. 非圆行星齿轮马达

非圆行星齿轮马达工作原理如图 4-8 所示，它由中心非圆外齿轮（中心轮）、中间圆柱行星齿轮（行星轮）和外非圆内齿轮（简称内齿轮或内齿轮圈）组成。中心轮、内齿轮与行星轮啮合，故中心轮、内齿轮间的几何空间被分成若干密封容积腔，密封腔数等于行星齿轮数。行星轮既是运动件又是密封件，它与内外非圆齿轮构成了内外啮合的齿轮马达。内齿轮齿节曲线外凸与内凸的相应容积腔依次形成毗邻的高低压容积腔。在内齿轮的齿节曲线的曲面段（节曲线周期）上分布有对称的配流孔道，一组相同的孔道为进油孔道，另一组相同的孔道为回油孔道。由内外齿轮马达工作原理知，中心轮和内齿轮同向转动（图中为顺时针）。中心轮转动过程中，行星轮到中心轮的中心的距离不断变化，各密封容积腔由小到大或由大到小有规律地变化，完成液压马达的进排油过程。

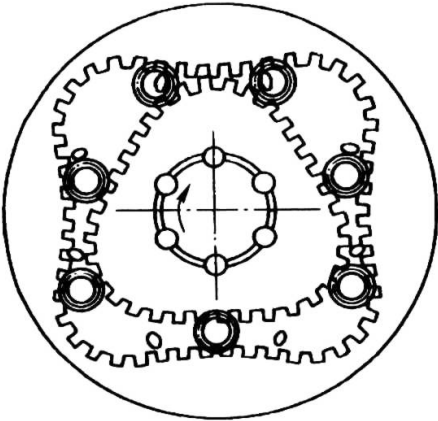


图 4-8 非圆行星齿轮马达结构原理图

非圆齿轮马达的平均排量为

$$q_{Mv} = X_1 X_2 B (A_{\max} - A_{\min}) \tag{4.2.6}$$

式中  $X_1$ ——非圆中心轮齿节曲线周期数（图中  $X_1 = 3$ ）；  
 $X_2$ ——非圆内齿轮齿节曲线周期数（图中  $X_2 = 4$ ）；  
 $B$ ——齿轮宽度；  
 $A_{\max}$ ——密封容积腔最大横断面积；  
 $A_{\min}$ ——密封容积腔最小横断面积。

由式（4.2.6）知，该马达排量很大，为低速大转矩马达。其缺点是显而易见的：设计制造复杂，泄漏量大，容积效率低。

4. 定轴轮系复合齿轮马达

定轴轮系复合齿轮马达如图 4-9 所示，它由内齿轮（圈）、三个惰轮和中心轮（太阳轮，外齿轮），以及三个扇形密封块组成；中心轮、惰轮和密封块构成三个外齿轮马达，内齿轮、惰轮和密封块构成三个内齿轮马达。该马达前后侧板上设置 12 个油口，其中 6 个为进油口，6 个为回油口，它们相同且对称分布。其中惰轮处的 4 油口——2 个高压油口和 2 个低压油口关于惰轮中心对称。例如，当中心轮与惰轮 1 及两相邻密封块构成的外齿轮马达的右侧油口为高压口时，其他高低压油口便确定下来。由于三个内外齿轮马达分别是相同的，其工作原理可用一个内外齿轮马达描述。例如向惰轮 1 与中心轮构成的外齿轮的右油口和惰轮 1 与内齿轮（圈）构成的内齿轮马达的左油口分别同时供入高压油液时，由内外齿轮马达工作原理知，中心轮顺时针转动，惰轮和内齿轮逆时针转动，使高压腔密封容积不断变大，高压油液不断进入；同时相应的低压腔密封容积不断变小，低压油液不断排出，液压马达连续转动。

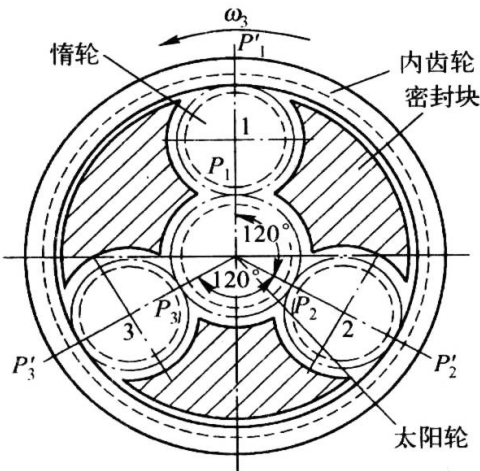


图 4-9 三惰轮定轴轮系复合齿轮马达工作原理图

定轴轮系复合齿轮马达的几何排量可近似为

$$q_{Mv} = 2N \times 2\pi m^2 Z_1 B \tag{4.2.7}$$

式中  $N$ ——惰轮数（图中  $N = 3$ ）；  
 $m$ ——齿轮模数；  
 $Z_1$ ——中心轮齿数；  
 $B$ ——齿轮宽度。

由式（4.2.7）知，该齿轮马达宜作低速大转矩马达。其优点是，中心轮、惰轮和内齿轮径向液压力平衡，密封块上不平衡液压力较小。缺点是密封长度较小，泄漏大，容积效率较低。

4.2.4 轴向柱塞马达

液压力作用在往复运动的轴向柱塞上而工作的液压马达称轴向柱塞马达。轴向柱塞马达可分为直轴式（斜盘式）和斜轴式，它在结构上与相应的轴向柱塞泵类似，几何排量计算公式相同。有些轴向柱塞泵也可作液压马达使用，这时配流盘必须对称且对中布置，以满足正反转要求。

1. 斜盘式轴向柱塞马达

斜盘式轴向柱塞马达工作原理如图 4-10 所示，柱塞 2 与缸体 3 构成密封容积。当通过向配流盘 5 的腰形窗口 P 供入压力为  $p_H$  的高压油液时（见图 4-10(a)），柱塞上作用力  $F_p = \frac{\pi}{4} d^2 p_H$  使柱塞 2 压向斜盘 1，同时斜盘产生法向反作用力  $N$  而作用柱塞上（图 4-10(c)）， $N$  的轴向分量  $F_N$  与液压力  $F_p$  平衡，即

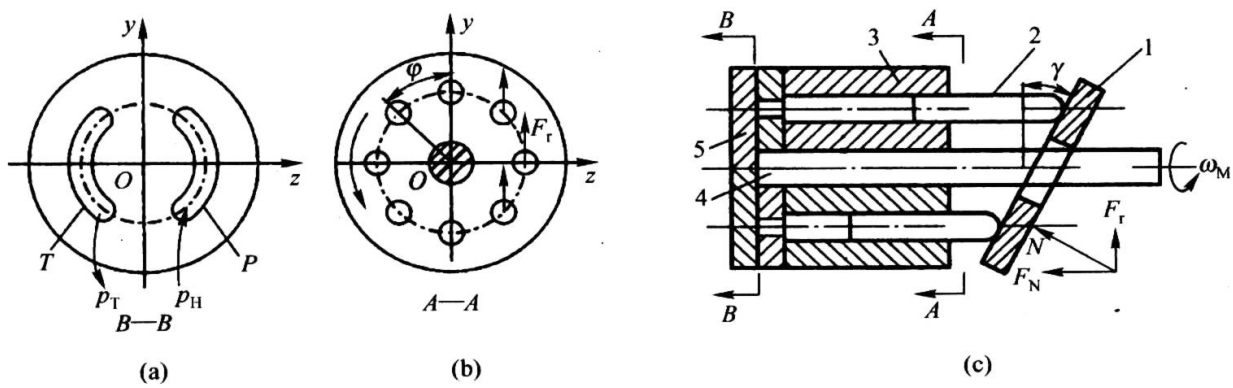


图 4-10 轴向柱塞马达工作原理

1—斜盘；2—柱塞；3—缸体；4—马达轴；5—配流盘。

$$F_N = N \cos \gamma = \frac{\pi}{4} d^2 p_H = F_p \tag{4.2.8}$$

而作用在斜盘上的径向分量  $F_r$ （图 4-10(c)）为

$$F_r = N \sin \gamma = F_p \tan \gamma \tag{4.2.9}$$

$F_r$  对轴线产生的转矩  $\sum F_r r_n$  使马达逆时针（从右部轴向看去）转动，其中  $r_n = R \sin(\varphi + (n - 1)\alpha)$  为  $F_r$  的作用力臂。纸面内的柱塞与缸体间的密封容积变大，高压液源源进入，而纸面外的柱塞与缸体间的密封容积变小，低压液从配流盘 T 口排出，如此不止，马达连续转动。

斜盘式轴向柱塞马达的瞬态转矩为

$$T(t) = \sum_{n=1}^m F_r r_n = \frac{\pi}{4} d^2 p_H R \tan \gamma \sum_{n=1}^m \sin(\varphi + (n - 1)\alpha) \tag{4.2.10}$$

- 式中  $p_H$ ——供液压力，Pa；  
 $d$ ——柱塞直径，m；  
 $R$ ——缸孔（柱塞）分布圆半径，m；  
 $\gamma$ ——斜盘倾角，(°)；  
 $\varphi$ ——缸体转角（以 y 轴为零位），(°)；  
 $n$ ——处于高压区的柱塞序号；  
 $m$ ——处于高压区柱塞数，一般认为柱塞数  $Z$  为偶数时， $m = Z/2$ ， $Z$  为奇数时， $m = (Z \pm 1)/2$ ，并且当  $\varphi \leq \alpha/2$  时  $m = (Z + 1)/2$ ， $\alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha$  时， $m = (Z - 1)/2$ ， $\alpha$  为柱塞间距， $\alpha = 2\pi/Z$ 。

由式(4.2.10)知, 转矩脉动与斜盘式柱塞泵流量脉动是一致的, 并且调节斜盘倾角 $\gamma$ 可调节输出转矩。平均理论转矩 $T_t$ 为

$$T_t = \frac{\Delta p_M q_M}{2\pi} = (\Delta p_M d^2 D Z \tan \gamma) / 8 \tag{4.2.11}$$

式中  $q_M$ ——马达几何排量,  $q_M = \frac{\pi}{4} d^2 D \tan \gamma$ ;

$D$ ——柱塞分布圆直径,  $D = 2R$ ;

$\Delta p_M$ ——压力差,  $\Delta p_M = p_H - p_T$ , 一般取  $\Delta p_M = p_H$ 。

### 2. 斜轴式轴向柱塞马达

斜轴式轴向柱塞马达的典型结构如图 4-11 所示。它又称为无铰式轴向柱塞马达。活塞 4 与缸体 3 构成密封容积, 其连杆为锥形, 另一侧球头与输出轴 9 铰接, 依靠连杆的锥体与缸体柱塞孔的内壁接触, 与缸体一起旋转。连杆轴线与缸孔轴线的夹角很小, 大大减轻了柱塞和缸体的侧向力, 使柱塞与缸孔间的摩擦损失很小, 因而与斜盘式轴向柱塞马达相比, 斜盘式柱塞马达可以有更大摆角, 斜盘式轴向柱塞的斜盘摆角一般不大于 $20^\circ$ , 而斜轴式轴向柱塞马达的缸体最大摆角为 $25^\circ \sim 28^\circ$ , 新型的锥形柱塞马达的最大摆角可达 $40^\circ$ , 因此缸体直径相同的斜轴式柱塞马达将有更大的排量。斜轴式柱塞马达的容积效率略高于斜盘式柱塞马达, 且允许有更高的转速。斜轴式柱塞马达的变量依靠摆动缸体完成, 因其体积较大, 快速变量时要克服较大的惯性矩, 动态响应慢于斜盘式柱塞马达。当将输出轴改变成输入轴时, 便成为斜轴式轴向柱塞泵。

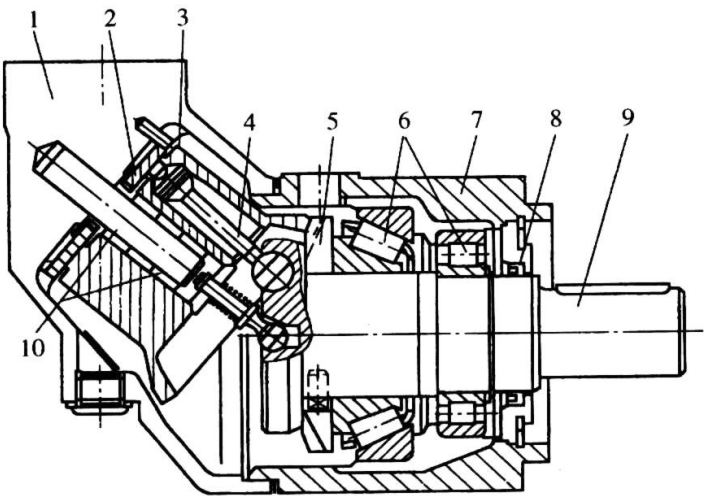


图 4-11 斜轴式轴向柱塞马达

1—缸体外壳; 2—配流盘; 3—缸体; 4—带活塞环的活塞; 5—定时轴轮; 6—滚子轴承;  
7—轴承外壳; 8—油封; 9—输出/输入; 10—滚针轴承。

## 4.3 低速大转矩液压马达

低速大转矩液压马达的主体或应用最广泛的是径向柱塞式马达, 另外还有少数双叶片马达、双斜盘轴向柱塞马达和特殊的齿轮马达。顾名思义, 低速大转矩液压马达输出转速低、输出转矩大, 但对其转速和转矩范围没有统一规定。一般认为低速大转矩液压马达的最低稳定转速 $n_{Mmin} < 15\text{r/min}$ , 而最大允许转速却在较大范围内变化, 可用转速比 $n_{Mmax} / n_{Mmin}$ 表示。一般叶片式和内啮合齿轮式低速液压马达的转速比范围为 $50 \sim 200$ , 而径

向柱塞式液压马达为 1000~2000, 甚至可达 10000。低速大转矩液压马达的转矩范围也很宽, 小到 (50~100) N·m, 大到  $(1.0\sim2.4)\times10^5$  N·m。

低速大转矩径向柱塞马达常见的结构形式为单作用曲轴连杆式、五星轮静力平衡式和多作用内曲线式, 本节主要介绍该方面的基本知识。

### 4.3.1 单作用曲轴连杆式径向柱塞马达

单作用曲轴连杆式径向柱塞马达是应用较早的低速大转矩液压马达, 国外称斯达法 (stafa) 马达, 国内生产的该类产品称 JMD 型马达, 额定工作压力为 25 MPa, 最高工作压力为 29.3 MPa, 几何排量  $q_{Mv} = (0.188\sim6.40)L/r$ , 最低转速为 (3~5) r/min, 最高为 500 r/min, 容积效率大于 95%, 总效率大于 90%, 启动效率大于 90%。

#### 1. 工作原理

曲轴连杆式 (型) 径向柱塞马达工作原理如图 4-12 所示。在壳体 1 的圆周上放射均布 5 (或 7) 个柱塞缸, 形成星形壳体; 柱塞 2 与缸体构成密封容积, 柱塞 2 的中心球窝通过球铰与连杆 3 连接; 连杆 3 下端为马鞍形, 紧贴在曲轴 4 的偏心轮 (圆) 上 (偏心轮圆心为  $O_1$ , 它与曲轴回转中心  $O$  的偏心距  $OO_1 = e$ ); 曲轴的一端通过十字接头与配流轴相接, 曲轴 (输出轴) 转动时, 配流轴随着一起转动, 配流轴 5 的“隔墙”两侧分别为进油腔和排油腔。

高压油液经过环形配流器进入配流轴右侧的孔槽①、②、③时, 相应的柱塞缸①、②、③的高压油液在相应的柱塞顶部产生液压力  $P$ ,  $P$  通过相应的连杆传递到曲轴的偏心轮 (圆) 上, 其大小为  $N$ 。由于连杆轴线与相应的缸体轴线有偏摆角  $\gamma_i$ , 故  $N$  大小可表示为

$$N_i = P / \cos \gamma_i \quad (4.3.1)$$

式中  $P$ ——液压力,  $P = \frac{\pi}{4} d^2 p_H$ ,  $N$ ;

$d$ ——柱塞直径, m;

$p_H$ ——进油压力, Pa;

$\gamma_i$ ——第  $i$  号柱塞连杆的偏摆角;

$N_i$ ——第  $i$  号连杆底部对曲轴偏心轮的作用力, N。

指向偏心轮中心  $O_1$  的作用力  $N_i$  (或  $N$ ) 可分解为法向力  $F_{fi}$  (或  $F_f$ ) 和切向力  $F_{ti}$  (或  $F_t$ ), 法向力  $F_{fi}$  (或  $F_f$ ) 的作用与连心线  $OO_1$  重合, 不产生转矩, 而切向力  $F_{ti}$  (或  $F_t$ ) 产生的转矩使曲轴绕中心线  $O$  逆时针转动 (图 4-12)。在图 4-12 中, 由于柱塞在缸体中的位置不同, 连杆的偏摆角  $\gamma_i$  也不同, 作用在偏心轮上的力  $N_i$  也不同, 产生的转矩  $T_i$  也不同。曲轴上的总转矩  $T$  等于处于高压区的柱塞产生的转矩之和。

当曲轴转动时, 柱塞①、②、③的密封容积变大, 高压油液进入; 同时柱塞缸④、⑤的密封容积变小, 低压油液经孔槽④、⑤通过配流轴排回油箱。由于配流轴随曲轴同步转动, 当转过一定角度后, 配流轴“隔墙”封闭孔槽 3, 柱塞缸③上腔与高低压腔均不相通, 这时柱塞缸①、②通高压油, 使马达产生转矩, 柱塞缸④、⑤排出低压油。当曲轴继续转过一定角度时, 柱塞缸⑤、①、②进高压油, 柱塞缸④、③排出低压油。尽管在这一转动过程的某一瞬间, 某一柱塞不产生转矩 ( $P = N$ ,  $N$  指向  $O$ ), 但总有其他两个柱塞产生转矩而使曲轴转动。

将液压马达的进回油口交换, 液压马达反转。

图 4-12 中, 马达壳体固定, 曲轴旋转, 称轴转马达。若将曲轴固定, 则可得到壳转马达。壳转马达特别适宜安装在卷扬滚筒中应用, 或者将马达壳体安装在车轮轮毂中直接驱动



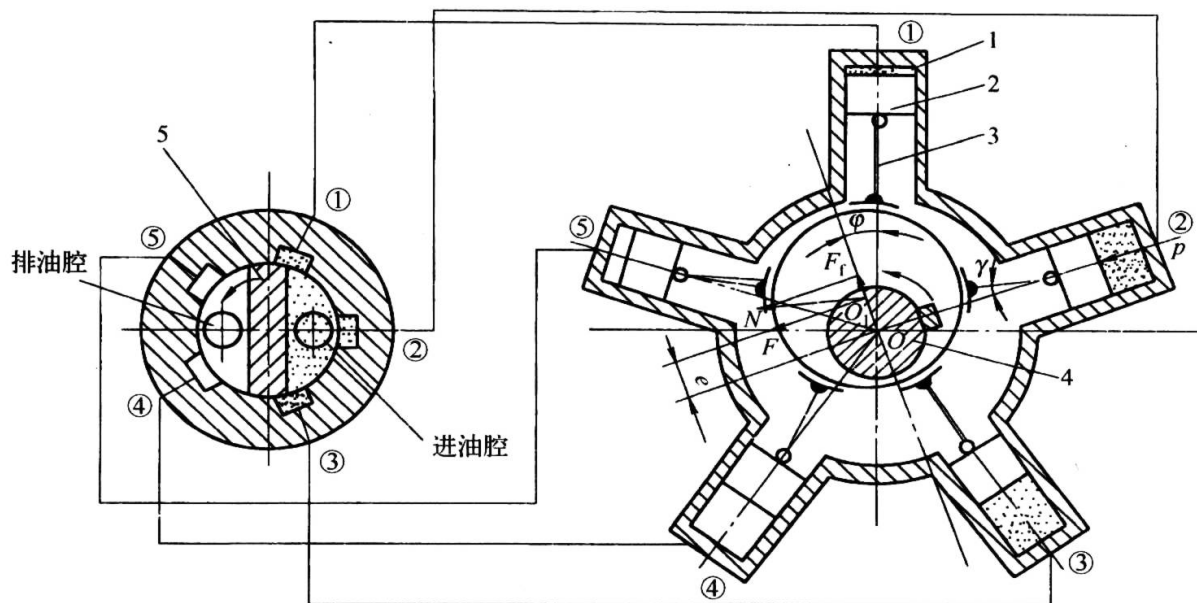


图 4-12 曲轴连杆式径向柱塞马达工作原理

1—壳体；2—柱塞；3—连杆；4—曲轴；5—配流轴。

车轮，成为车轮马达。

图 4-12 中的马达为轴配流，采用端面配流是国内外的一种发展趋势，它将使马达的可靠性和性能得到提高，结构更加紧凑。

## 2. 运动学和性能分析

### 1) 柱塞运动学

参看图 4-13，曲轴中心到连杆球头中心距离  $O_1O_2 = O'_1O'_2 = l$ ，曲轴偏心  $O_1O = O'_1O = e$ 。  $t=0$  时，球头中心位于  $O_2$ ，经过时间  $t$ ，球头中心位于  $O'_2$ ，曲轴转角为  $\phi$ ，连杆倾角为  $\gamma$ ，则柱塞或球头中心位移  $S_e$  为

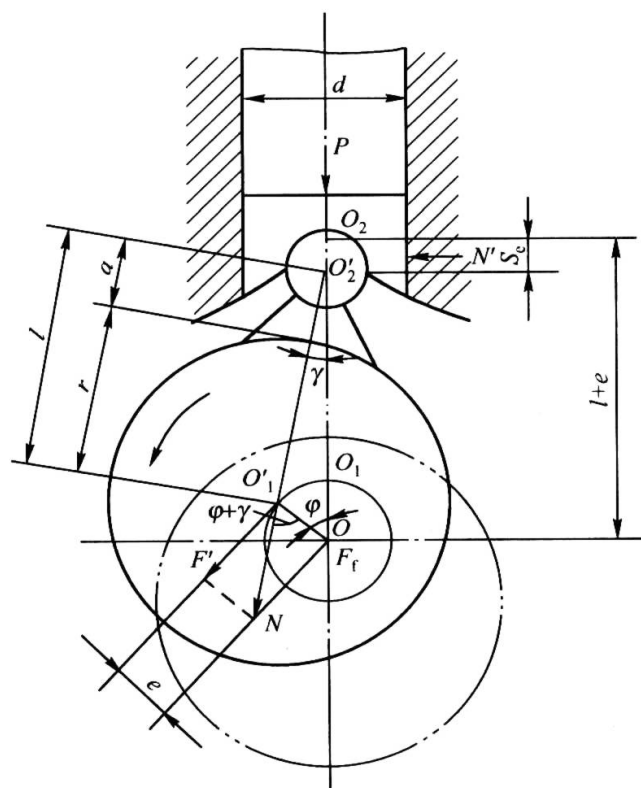


图 4-13 柱塞运动学分析

$$S_e = (l + e) - e \cos \varphi + \sqrt{l^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \approx e \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} K \sin^2 \varphi \right) \quad (4.3.2)$$

式中  $K$  —— 偏心率,  $K = e/l$ 。

由  $S_e$  表达式可求柱塞速度和加速度为

$$u = \frac{dS_e}{dt} = e\omega \left( \sin \varphi + \frac{1}{2} K \sin 2\varphi \right) \quad (4.3.3)$$

$$a = \frac{du}{dt} = e\omega^2 (\cos \varphi + K \cos 2\varphi) \quad (4.3.4)$$

## 2) 几何排量和输出转矩

由式 (4.3.2) 可求其行程即位移最大值为

$$S_{e\max} = 2e \quad (\varphi = 180^\circ) \quad (4.3.5)$$

故其几何排量为

$$q_{Mv} = \frac{\pi}{4} d^2 \times 2ez \quad (4.3.6)$$

式中  $d$  —— 柱塞直径;

$z$  —— 柱塞数;

$e$  —— 偏心距。

输出转矩为

$$T_M = \frac{\Delta p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} \quad (4.3.7)$$

式中  $\Delta p_M$  —— 压力降,  $\Delta p_M = p_H - p_T$ , Pa;

$p_H$  —— 供液压力, Pa;

$p_T$  —— 回液压力, Pa;

$\eta_{Mm}$  —— 机械效率;

$q_{Mv}$  —— 几何排量 (见式 (4.3.6))。

## 3) 瞬态转矩及其均匀性

由液压力  $P$  引起的作用在曲轴上且指其中心  $O'_i$  (动点) 的法向力  $N_i = P / \cos \gamma_i$ , 参看图 4-13,  $N_i$  的切向分力  $F_i = N_i \sin(\varphi_i + \gamma_i)$ , 则  $F_i$  产生的转矩为

$$T_i = F_i e = \frac{Pe}{\cos \gamma_i} \sin(\varphi_i + \gamma_i) \quad (4.3.8)$$

则处于高压区的柱塞产生的总转矩  $T_M(t)$  为

$$T_M(t) = \sum_i^m T_i = Pe \sum_i^m \frac{\sin(\varphi_i + \gamma_i)}{\cos \gamma_i} \quad (4.3.9)$$

式中  $\gamma_i$  —— 第  $i$  号偏杆的偏摆角;

$\varphi_i$  —— 偏心距连线与第  $i$  号柱塞轴线夹角,  $0 \leq \varphi_i \leq \alpha$ ;

$\alpha$  —— 柱塞角距,  $\alpha = 2\pi/z$  ( $z=5、7$ );

$m$ ——高压区柱塞数,  $m = (z+1)/2 (0 \leq \varphi_i \leq \alpha/2)$ ;  $m = (z-1)/2 (\alpha/2 \leq \varphi_i \leq \alpha)$ ;  
 $\varphi_i$ ——曲轴相对第  $i$  号柱塞死点的角位移。

对式 (4.3.9) 进行适当运算和简化, 可求特定条件 ( $z=5, 7$ ) 下的最大值和最小值, 并进一步求出转矩脉动系数  $\delta_{TM}$  为

$$\delta_{TM} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{Mt}} = \begin{cases} 7.5\% (z=5, K=0.2) \\ 2.8\% (z=7, K=0.2) \end{cases} \quad (4.3.10)$$

### 3. 典型结构

采用配流轴(配流转阀)配流的 JMD 型曲轴连杆式径向柱塞马达结构图见图 4-14, 配流轴结构图见图 4-15。其中配流轴上的径向孔道  $a$ 、 $b$  为进回油通道, 配流轴上开有  $c$ 、 $d$ 、 $e$ 、 $f$  四条轴向通道,  $c$ 、 $d$  与  $a$  口相通,  $e$ 、 $f$  与  $b$  口相通;  $c$ 、 $d$ 、 $e$ 、 $f$  一直通向配流窗口处 (图 4-15 中剖面  $C-C$ ), 其中一侧为高压腔, 另一侧为低压腔, 在两腔之间有封油区 (隔墙, 见图 4-14 中剖面  $A-A$ )。与配流轴配合的壳体颈部设有 5 条通向柱塞缸上腔的通道, 分别与配流轴的高低腔相通 (图 4-14 中剖面  $A-A$  中有一条通道被封死), 马达在液压力作用下转动, 并通过联轴节使配流轴同步转动, 使 5 个柱塞缸顶部有序地完成从高压到低压的逐步转换, 使液压马达连续转动。

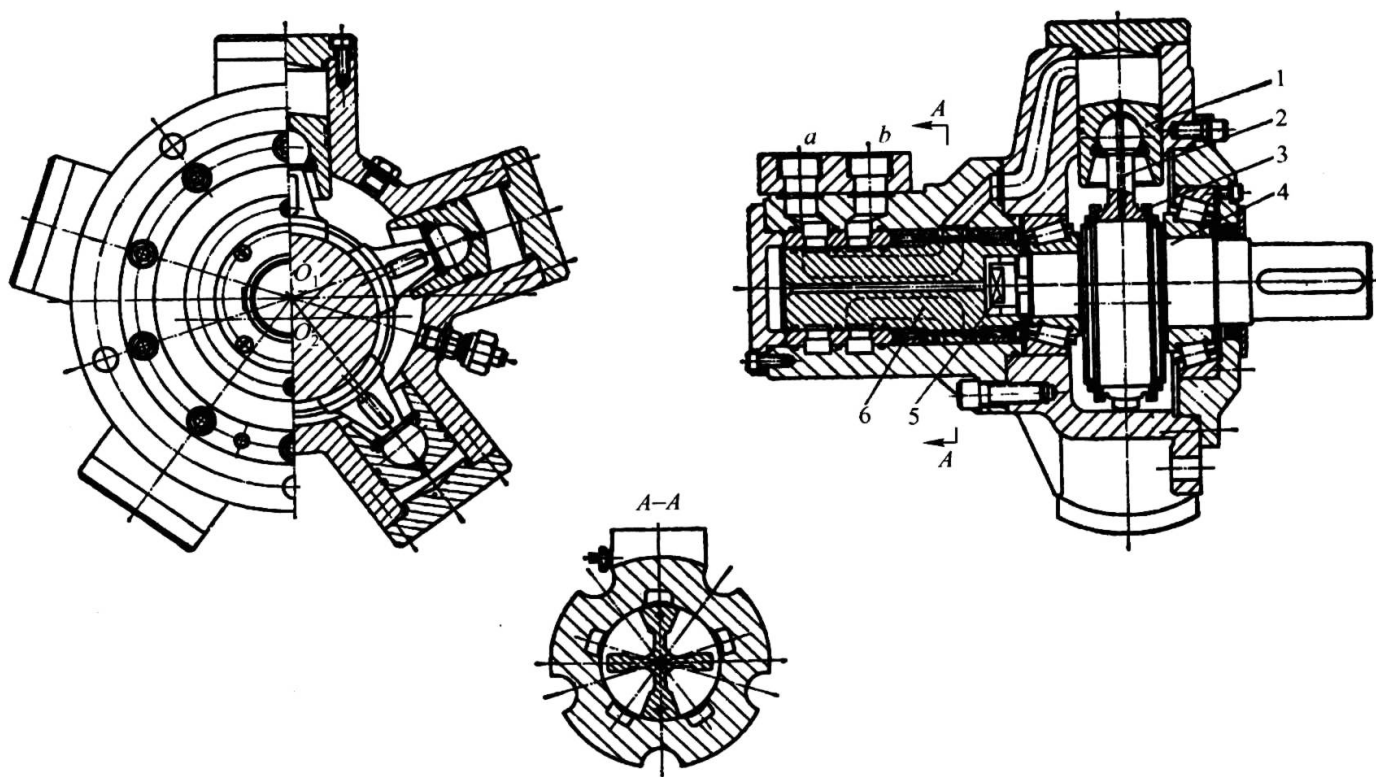


图 4-14 JMD 型径向柱塞马达

1—柱塞; 2—连杆; 3—挡圈; 4—输出轴; 5—联轴节; 6—配流轴(配流阀)。

曲轴连杆式径向柱塞马达的另一种配流方式为端面配流结构, 如图 4-16 所示, 曲轴通过方头带动配流盘 4 和压力盘 2 同步转动 (2 和 4 通过定位销连在一起) 而实现配流。图 4-16 中压力油液是通过流道 9 (在配流盘上, 其区间角可遮盖马达壳体的 2 个或 3 个配流通道)、10 进入柱塞缸上腔的, 其回油是经过相应的回油通道、配流盘上的缺口 8 和回油孔 1 回油箱的。

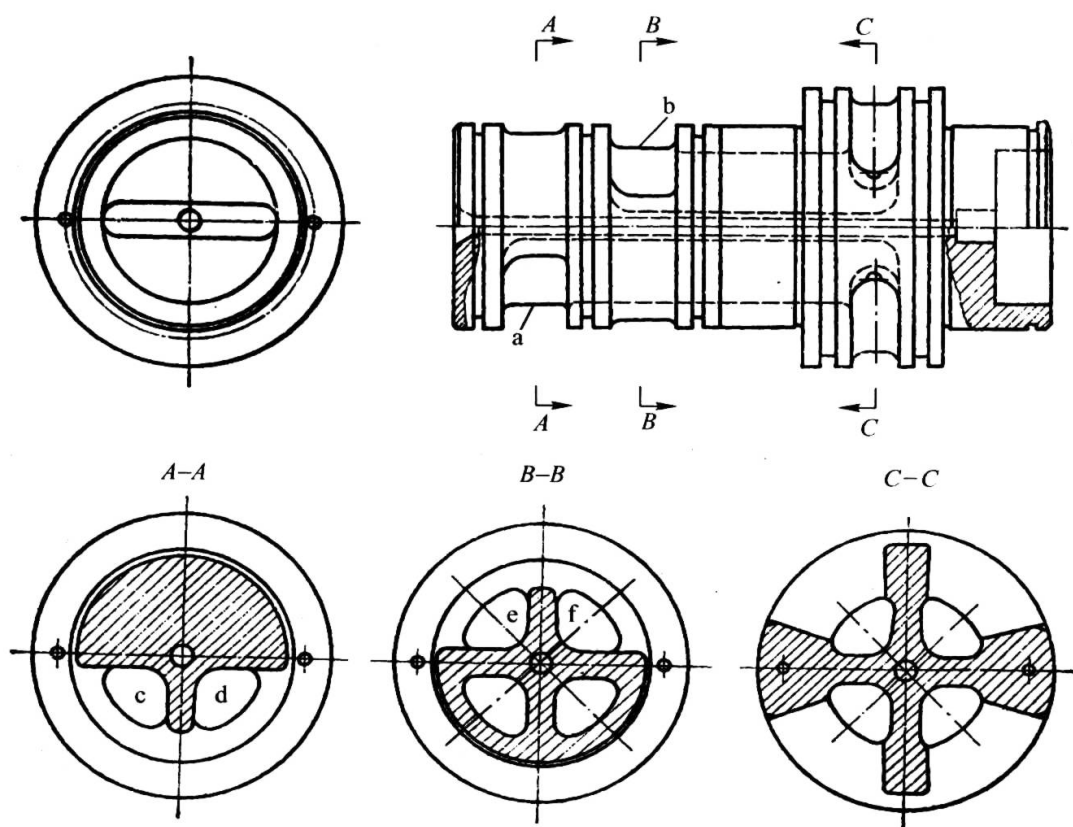


图 4-15 配流轴(配流阀)

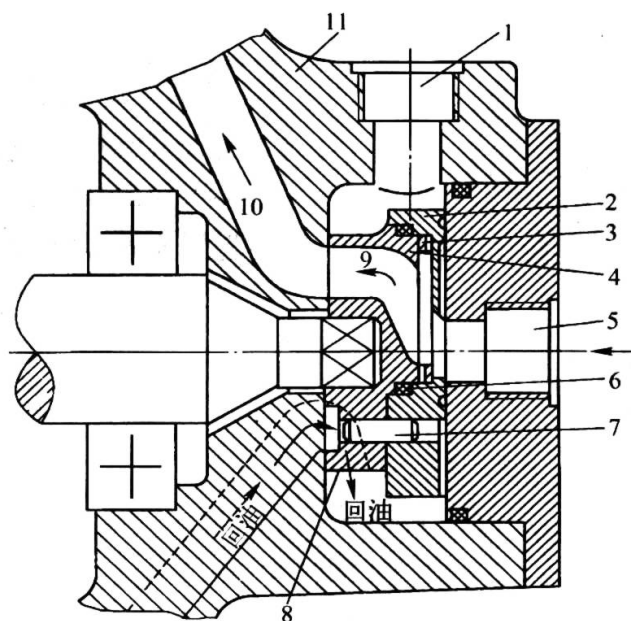


图 4-16 断面配流结构

1—回油口；2—压力盘；3—片弹簧；4—配流盘；5—进油口；6—O 形圈；7—定位销；  
8—配流盘缺口；9、10—流道；11—壳体。

### 4.3.2 静力平衡式径向柱塞马达

静力平衡式径向柱塞马达是在 JMD 型柱塞马达的基础上演化和发展起来的，结构原理如图 4-17 所示。其壳体上有 5 个径向均布的缸体（壳体中心为  $O$ ），缸体内装有 5 个带通孔的空心柱塞，柱塞底部为压力环，压力环径向均布在五星轮的径向孔中，并且压力环外径等于缸筒内径；滑套装在曲轴偏心轮上的五星轮起连杆作用，其几何中心  $O_1$  为动点， $O_1$  与

壳体中心  $O$  的偏心  $O_1O=e$ ， $O$  为固定点。偏心曲轴既是输出轴，又是配流轴，其“隔墙”两侧设置有进回油通道。

当向上部的 3 个柱塞缸供入高压油液时，参看图 4-18，压力环上的液压力  $P$ （等于柱塞顶部液压力）直接作用在偏心轮的中心  $O_1$  上，对回转旋转中心  $O$ （壳体几何中心）形成转矩，使偏心轮（输出轴）转动，五星轮向下向右平动，使上部柱塞腔密封容积变大，高压油不断进入，同时下部柱塞密封腔容积变小，低压液不断排出。曲轴连续转动，其隔墙将某柱塞的进油通道封死，再继续转动时，使该柱塞的通道与低压腔（回油道）接通。在任一瞬间，总有两个或三个柱塞与高压腔（进油道）接通，其余柱塞腔与低压腔接通。配流轴的连续转动，完成柱塞腔进回液的有序交替。当进回油口交换时，液压马达反转。当输出轴轴固定时，则为壳转马达（车轮马达）。

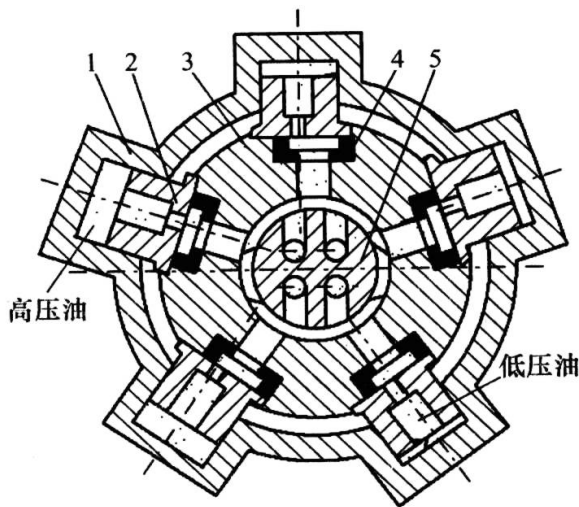


图 4-17 静力平衡式径向柱塞马达结构原理

1—壳体；2—柱塞；3—五星轮；4—压力环；5—配流轴。

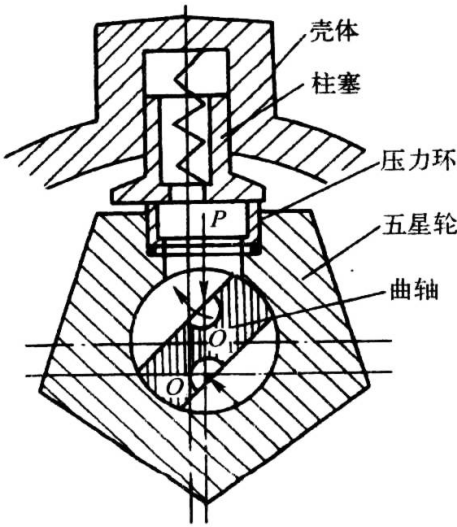


图 4-18 静力平衡马达转动原理

与曲轴连杆式马达相比，静力平衡马达有如下特点：

（1）用五星轮代替连杆，可简化结构并减小径向尺寸。取消连杆带来的缺点是增大了柱塞与缸体的侧向力。五星轮作平移时，与柱塞底面、偏心曲轴动表面相对摩擦损失很大，因而影响了机械效率。

（2）偏心轴既有传递力的功能，又起配流轴作用，减小了轴向尺寸。

（3）柱塞、压力环和五星轮上的液压力接近静压平衡，因此在工作中，柱塞、压力环和五星轮只起密封作用，故称之为静力平衡马达。

（4）几何排量 and 平均转矩与曲轴连杆式马达相同。五星轮结构相当于一个无限长的连杆（偏心率  $k=0$ ），故其输出转矩均匀性较好，与同柱塞数的轴向柱塞泵相当。

### 4.3.3 多作用式内曲线式径向柱塞马达

用具有特定内曲线表面的凸轮环（定子），使每一柱塞在缸体（转子）转一周中发生多次往复运动的径向柱塞马达称多作用式内曲线径向柱塞马达（简称为内曲线马达）。内曲线马达的显著特点是单位功率重量轻、体积小、液压径向力平衡、效率高、启动性能好、可在极低的转速下平稳运动，并且可以设计成理论无脉动输出，因而在工程、建



筑、矿山、起重、运输、船舶和军工机械中得到广泛应用，是低速大转矩马达的主要形式。其最大排量可达到150L/r，最低稳定转速可达1r/min，额定工作压力通常大于25MPa，最高工作压力通常大于31.5MPa，机械效率和容积效率通常均大于0.95，总效率大于90%。

1. 工作原理

如图 4-19 所示，内曲线马达由定子（凸轮环）1、转子（缸体）2、柱塞组件 3 和配流轴 4 等组成。定子内表面由  $X$  段均布的形状相同的、对称的内曲面段组成（通常  $X=6$ ），在每一内曲面段中一段为工作（进油）段，另一段为非工作（回油）段，两者之间有内外过渡区段。曲面段数  $X$  即是缸体转一周时柱塞往复次数（马达作用次数）。外过渡曲面段矢径  $\rho_{\max}$  与内过渡曲面段矢径  $\rho_{\min}$  之差，即柱塞行程  $H = \rho_{\max} - \rho_{\min}$ 。

配流轴 4 的圆周上均布  $2X=12$  个配流窗口，高压、低压口相隔相间，分别对应着内曲面段的进油、回油区段。缸体径向均布  $Z=8$  柱塞组件（柱塞支承横梁，后者装有一对滚轮），柱塞底部的配流窗口在转子（缸体）转动过程中分别与配流轴的高压孔道（对应内曲面进油区段）、回油孔道（对应内曲面回油区段）相通。柱塞位于内、外过渡曲面段（内、外死点）上，缸体的进油、出油孔被配流轴表面封闭。

在向图 4-19 中的固定不动的配流轴输入压力为  $p_H$  的高压油时， $x$  和  $y$  向的柱塞处于外死点和内死点处，2、4 象限的柱塞底部缸孔与配流轴高压口接通，液压力  $P = \pi d^2 p_H / 4$  使柱塞伸出而压向定子内曲面的工作区段，定子表面产生的法向反力作用为  $N$ ， $N$  的径向分力  $N \cos \gamma$  与液压力  $P$  平衡，而周向分力  $N \sin \gamma$  使柱塞带动缸体按顺时针方向转动，在转动过程中高压油液进一步推动柱塞外伸，同时处于 1、3 象限的柱塞受定子内表面的制约相对缸体内缩，将低压油经配流轴排出。当缸体转过角度  $\varphi$  时，原位于  $y$  轴（内死点）处的柱塞进入到内曲线的进油区段，推动缸体转动。这就是内曲线马达工作原理。内曲线马达在任何瞬间都有柱塞处在内曲面的工作区段上，保证了缸体转动的连续性。

内曲线马达的几何排量  $q_{Mv}$  为

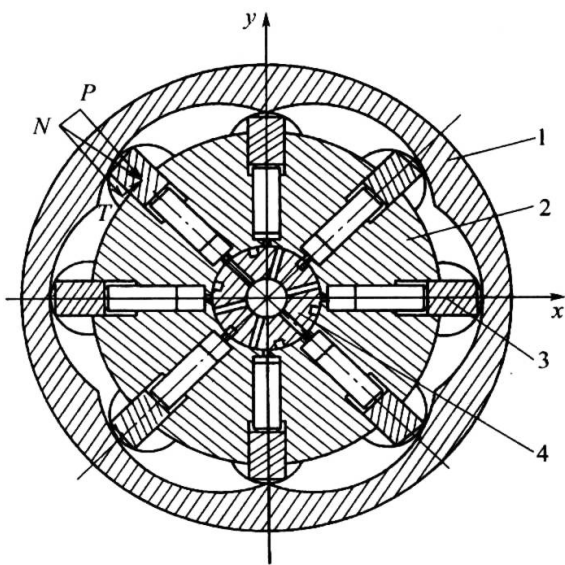


图 4-19 内曲线马达工作原理

1—凸轮环（定子）；2—转子（缸体）；3—柱塞组件；4—配流轴。



度  $a_p$  更加重要和应用更广泛的概念，其原因在于，以角度作为变量描述柱塞的运动要比以时间描述更加方便和直观。

### 2) 瞬态转矩分析

参看图 4-20，柱塞对滚轮的径向液压作用力为  $P = \frac{\pi}{4} d^2 p$ ，导轨对滚轮的法向反作用力为  $N$ ，其压力角( $N$ 的法线方向与柱塞轴线方向的夹角)为  $\gamma = \gamma(\varphi)$ ， $\varphi_0 \leq \varphi \leq 0.5\varphi_x - 2\varphi_0$ ；使缸体转动的  $N$  的周向分力  $F$  为

$$F = N \sin \gamma = P \tan \gamma \quad (4.3.15)$$

数学上可以证明：

$$\tan \gamma = u_\varphi / \rho \quad (4.3.16)$$

则单个柱塞产生的瞬态转矩  $T_{Mi}$  为

$$T_{Mi} = F_i \rho_i = P \frac{u_{\varphi i}}{\rho_i} \rho_i = P u_{\varphi i} \quad (4.3.17)$$

则内曲线马达的瞬态转矩  $T_M(t)$  为

$$T_M(t) = \sum_i^m T_{Mi} = P \sum_i^m u_{\varphi i} \quad (4.3.18)$$

式中  $P$ ——柱塞底腔液压力， $P = \frac{\pi}{4} d^2 p$ ，Pa；

$u_{\varphi i}$ ——处于工作区段上的第  $i$  号(叠加到同一工作区段上时的序号)柱塞的速度；

$m$ ——处于工作区段(高压曲面段)上的柱塞数。

由式(4.3.18)可知，瞬态转矩  $T_M(t) = \text{const}$  的充分必要条件为  $\sum_i^m u_{\varphi i} = \text{const}$ ，或

$$\sum_i^m a_{\varphi i} = 0。$$

### 3) 导轨曲线

导轨曲线可以有多种，但满足转矩均匀的导轨曲线最为常用，其中有原始等加速律导轨曲线、等变加速修正的等加速律导轨曲线、幅角修正的等加速律导轨曲线。

原始等加速律导轨曲线如图 4-21 所示，在工作区段  $\varphi_p$  内含有加速区段  $\varphi_1$  和减速区段  $\varphi_3$ ， $\varphi_1$  和  $\varphi_3$  之间也可以有等速段  $\varphi_2$ ，工作区间角  $\varphi_p = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$  的两端分别为内死点过渡区段( $\rho = \rho_{\min}$ )和外死点过渡区段( $\rho = \rho_{\max}$ )，在这两个区段上速度为零。在加速区段  $\varphi_1$  上，速度  $u_{\varphi 1} = a_{\varphi 1} \varphi$  ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$ )；在等速区段上  $u_{\varphi 2} = u_{\varphi 1}$  ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_2$ )；在减速区段上  $u_{\varphi 3} = u_{\varphi 2} - a_{\varphi 2} \varphi$  ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_3$ )。柱塞径向位移  $\Delta \rho = \rho - \rho_{\min}$  服从抛物线规律，最大位移  $H = \rho_{\max} - \rho_{\min}$ 。在回油区段上，加速区和减速区恰好与进油区相反。

如果采用适当的设计方法，使所有处于工作区段的加速区段与减速区段的柱塞数在任意瞬间都保持相等或有一定的比例关系，则可使  $\sum_i^m a_{\varphi i} = m_1 a_{\varphi 1} + m_2 a_{\varphi 2} = 0$ ，其中  $m_1$ ， $m_2$  分别为任意瞬间处于工作区间  $\varphi_p$  内的等加速区间  $\varphi_1$  和等减速区间  $\varphi_3$  内的柱塞总数，

$m_1 + m_2 < z/2$ ；当  $m_1 = m_2$  时， $a_{\varphi 1} = -a_{\varphi 2}$ ，当  $m_1 > m_2$  时， $a_{\varphi 1}$  和  $-a_{\varphi 2}$  有比例关系。这样可以保证内曲线马达瞬态输出转矩为常量（均匀）和所需的瞬态供液量的均匀性。

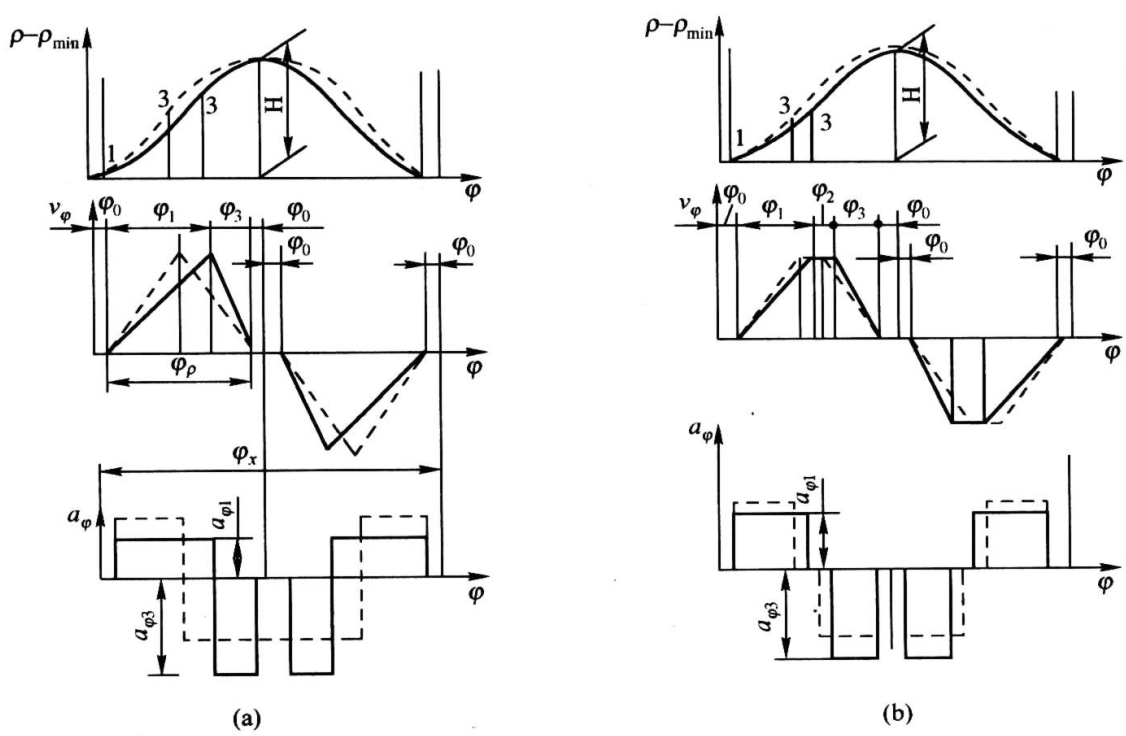


图 4-21 内曲线马达柱塞的位移、速度和加速度  
(a) 无匀速区的等加速律曲线；(b) 有匀速区的等加速律曲线。

#### 4) 内曲线马达的背压问题

内曲线马达的几何排量较大，柱塞组件体积较大，质量较重。当柱塞在回油区段上运行时，如果无一定的背压作用，柱塞在重力和惯性力作用下，会脱离导律；而进入工作（加速）区段时，液压力的作用使它突然与导轨接触而冲击导轨，即发生所谓“敲缸”现象，这是不允许的。内曲线马达必须有一定的背压，这是与其他液压马达不同的。

参看图 4-22， $P_1$  和  $P_2$  分别表示柱塞、处于进回液区段时底部液压力， $F_n$  为离心力， $F_a$  为惯性力。在工作区段的加速和减速区段，因为  $P_1 \gg F_a$  或  $P_2$ 、 $F_n$ 、 $F_a$  一致向外，柱塞均不会脱离导轨。而在回油区段的减速区段，当  $P_2 = 0$  或很小时，有可能导致  $F_a > F_n + P_2$ ；这样将导致柱塞脱离导轨，而柱塞过渡到工作区段的加速时，底部液压力又使它突然冲向导轨而形成有害的冲击。为防止这种现象，必须施加一定的背压  $P_2$ 。最小背压力  $P_{2min}$  应满足如下条件

$$P_{2min} + F_n - F_a > 0 \tag{4.3.19}$$

即有

$$\frac{\pi}{4} d^2 p_{2min} \geq F_a - F_n = \frac{G}{g} a - \frac{G}{g} \rho \omega^2 \tag{4.3.20}$$

式中  $G$  ——柱塞组件重量，N；  
 $g$  ——重力加速度， $m/s^2$ ；  
 $\omega$  ——角加速度（应取  $\omega = \omega_{max}$ ）， $rad/s$ ；

$\rho$ ——向径（应取  $\rho = \rho_{\min}$ ），m；

$d$ ——柱塞直径，m。

### 3. 典型结构—传力形式

内曲线马达的结构形式有多种，按运动方式有轴转式、壳转式和车轮式；按柱塞排数多少有单排式、双排式和三排式；按排量可否调节有变量式和定量式。这里的变量方式有级变量，对于单排式是通过换向阀改变进液区柱塞数而改变排量的；对于多排式，还可以通过改变工作柱塞排数而改变排量。不同结构形式的内曲线马达的结构特点主要表现在柱塞组件传递切向力的方式，有以下几种形式。

#### 1) 柱塞传力

如图 4-23 所示，横梁 2 装在柱塞 1 前端凹槽中，导轨对滚轮 3 的法向作用力为  $N$ ，切向分力  $N \sin \gamma$  通过横梁 2 和柱塞 1 传递到缸体 4 上，使缸体 4 产生旋转运动。这种结构比较简单，但柱塞与缸孔的接触比压大，容易磨损而使间隙增大，导致容积效率降低。

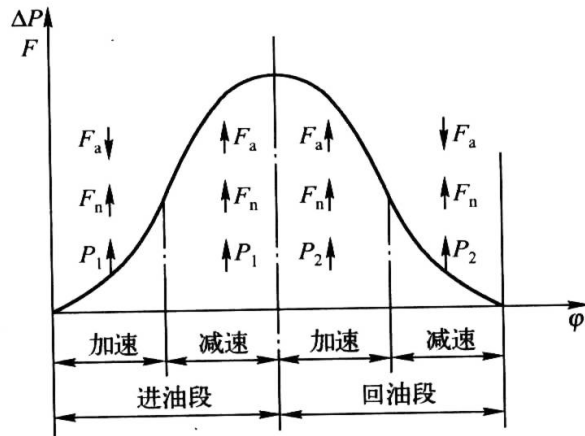


图 4-22 各区段上的作用力

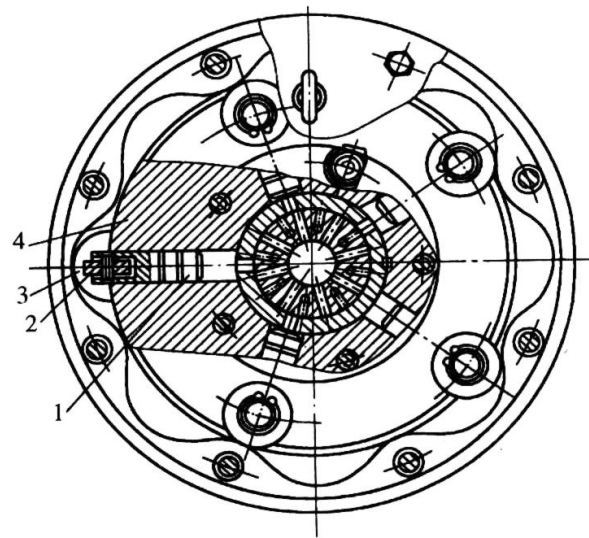


图 4-23 柱塞传递切向分力的内曲线马达  
1—柱塞；2—横梁；3—滚轮；4—缸体。

#### 2) 横梁传力

如图 4-24 所示，柱塞顶部为球形面或平面，横梁支承在柱塞头部，滚轮装在横梁（轴）的两端，两者不是一个整体。这样，导轨对滚轮的切向分力  $N \sin \gamma$  通过横梁传递到缸体上，使缸体产生旋转运动。在这种结构中，柱塞不承受侧向力，只承受径向液压力  $P = N \cos \gamma$ ，使柱塞磨损减小，提高了容积效率。主要缺点是横梁与缸体侧壁间的摩擦力较大，机械效率不够高。

#### 3) 钢球和滚柱传力

如图 4-25 所示，装在柱塞前端的球窝中的钢球取代了滚轮—横梁组件，钢球与导轨相互作用产生的切向力，通过柱塞侧面传递给缸体而产生旋转运动。钢球与导轨为点接触，比压比较大，对导轨要求高；柱塞与缸体孔接触比压也较大；但在结构上比较紧凑。

滚柱传力的结构形式与传力方式与钢球式类似，滚柱装在柱塞圆柱曲面的顶部。导轨与滚柱间的相互作用通过柱塞侧面传递给缸体而使之产生旋转运动。



4) 滚轮传力

如图 4-26 所示，横梁上的滚轮与导轨的作用力，通过两端的导向滚轮传递给缸体而形成旋转运动。柱塞无侧向力，滚轮传力摩擦损失小，但结果较复杂，体积较大。

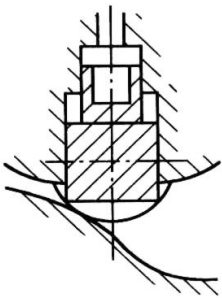


图 4-24 横梁传力

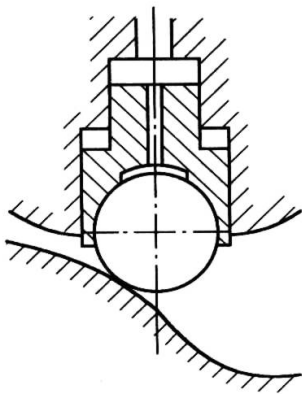


图 4-25 钢球传力

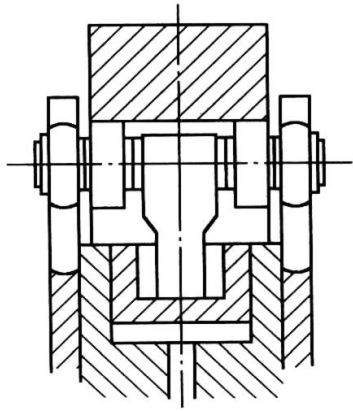


图 4-26 滚轮传力

4.4 摆动液压马达（摆动液压缸）

摆动液压马达习惯称为摆动液压缸，是作往复摆动（摆角小于  $360^\circ$ ）的液压执行元件。结构形式与叶片马达相似，按叶片多少，可分为单叶片式和双叶片式，分别如图 4-27 和图 4-28 所示。

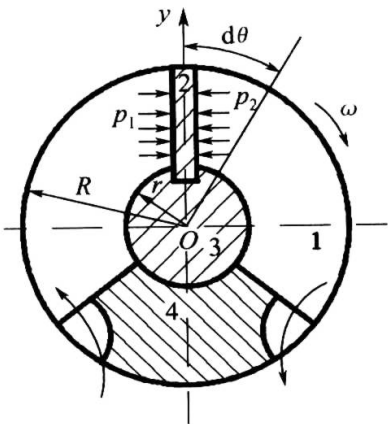


图 4-27 单叶片式

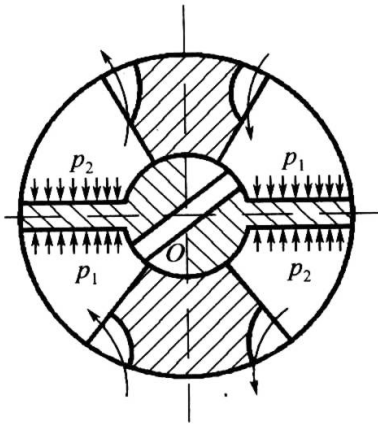


图 4-28 双叶片式

4.4.1 单叶片式摆动液压马达

1. 输出转矩  $T_M$

单叶片式摆动液压马达工作原理简单明确。参看图 4-27，它由壳体 1（半径  $R$ ）、叶片 2（宽度为  $B$ ）、输出轴 3（半径  $r$ ）和挡块 4 构成。当向其左侧腔室供入高压液  $p_1$  时，其产生的顺时针方向转矩  $T_1$  显著大于背压  $p_2$  产生的逆时针方向转矩  $T_2$ ，故输出轴顺时针方向回转，直至被挡块挡死。进油、排油口交替时，摆动液压马达反转。

作用在叶片上的净力  $F = (p_1 - p_2)B(R - r)$ ， $F$  的作用半径为  $(R + r)/2$ ，故输出转矩  $T_M$  为

$$T_M = \frac{\Delta p B (R^2 - r^2)}{2} = \frac{\Delta p B (D^2 - d^2)}{8} \quad (4.4.1)$$

式中  $\Delta p$  ——压力差, Pa;

$B$  ——叶片宽度, m;

$D$  ——壳体内径,  $D = 2R$ ,  $R$  为壳体半径, m;

$d$  ——输出轴直径,  $d = 2r$ ,  $r$  为轴半径, m。

## 2. 回转角速度

参看图 4-27, 设叶片在  $y$  轴上时为初始位置 ( $t=0$  时的位置), 经过时间  $dt$  转角为  $d\theta$ , 则供液体积  $dV$  为

$$dV = \frac{1}{2} (R^2 - r^2) B d\theta$$

即有

$$d\theta = -\frac{2dV}{(R^2 - r^2)B} \quad (4.4.2)$$

同时对  $dt$  运算, 则有

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} = \frac{2}{(R^2 - r^2)B} \frac{dV}{dt} = \frac{2Q}{(R^2 - r^2)B} \quad (4.4.3)$$

式中  $\omega$  ——角速度, rad/s;

$Q$  ——供液流量,  $Q = dV/dt$ 。

式 (4.4.3) 通常写成

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)B} \quad (4.4.4)$$

折算成转速则有

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)B} \quad (4.4.5)$$

在以上分析中,  $T_M$  和  $\omega$  均为理想条件下的输出值, 对实际情况, 应分别乘以机械效率  $\eta_{Mm}$  和容积效率  $\eta_{Mv}$ 。

## 4.4.2 双叶片式摆动马达

根据单叶片式摆动马达的分析方法, 不难得出多叶片式摆动液压马达的输出转矩  $T_M$  和输出角速度  $\omega$

$$T_M = \frac{\Delta p B (D^2 - d^2) Z}{8} \eta_M \quad (4.4.6)$$

式中  $Z$  ——叶片数,  $Z = 2, 3$ ,  $Z = 1$  时为单片式;

$\eta_M$  ——机械效率。

$$\omega = \frac{8Q\eta_v}{\pi B (D^2 - d^2) Z} \quad (4.4.7)$$

式中  $\eta_v$  ——容积效率。

由上分析知, 对于单叶片式和双叶片式的摆动液压马达, 在进油和回油压力相同、壳

体内径  $R$  和输出轴径  $r$  相同条件下, 双叶片式的输出扭矩为单叶片式的 2 倍, 在供液流量  $Q$  相同条件下, 双叶片式输出角速度为单片式的  $1/2$ 。

## 4.5 液压缸类型及基本计算

液压缸是将液压能转换成机械能并作往复直线运动的执行元件。它结构简单, 工作可靠, 运动平稳, 布置灵活, 效率高, 广泛应用于各类液压系统中。

### 4.5.1 液压缸分类

液压缸可以根据结构形式, 供液(作用)方式和安装方式分类。

#### 1. 按结构形式分类

##### 1) 柱塞式

在缸筒内作相对运动的组件为柱塞的液压缸称柱塞式液压缸, 靠液压力实现柱塞在一个方向的运动(通常假定缸体固定, 柱塞伸出为工作行程), 靠重力或其他力实现活塞的回程运动。

##### 2) 活塞式

在缸筒内作相对运动的组件为活塞的液压缸称活塞式液压缸。这是一种应用极为广泛的液压缸。柱塞缸中的柱塞为较长的柱体, 活塞缸中的活塞为短的圆环体, 它与活塞杆构成活塞组件。根据活塞杆的数量的多少, 可分为单活塞杆式液压缸和双活塞杆式液压缸。前者是只有一端有活塞杆伸出的液压缸, 后者是两端均有活塞杆伸出的液压缸。

##### 3) 叶片式

即叶片式摆动液压马达(液压缸), 参看 4.4 节内容。

##### 4) 其他液压缸

(1) 伸缩液压缸。伸缩液压缸又称多级液压缸或组合式液压缸, 是在工程上应用比较广泛的液压缸。它由多级液压缸组成, 行程为各级液压缸行程之和, 因而行程可相当长, 静态时, 整个液压缸可缩得很短, 广泛应用于安装尺寸较小而行程较大的场合, 如汽车起重机。

(2) 增压缸。严格说来增压缸不是执行元件, 而是一种压力变换元件, 又称增压器。通常用于液压系统的局部回路中, 以获得远远高于主回路的工作压力。

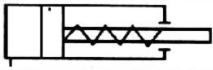
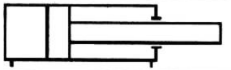

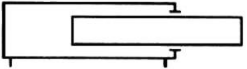
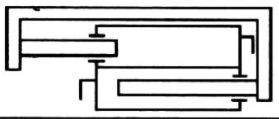
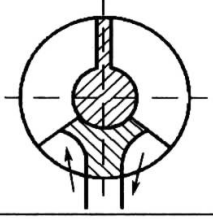
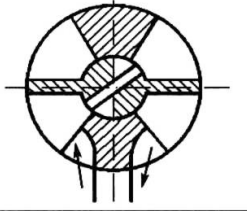
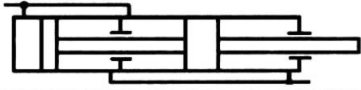
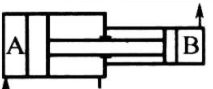
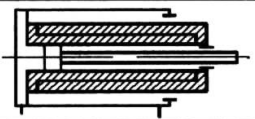
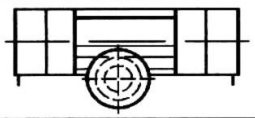
(3) 增力和同步液压缸。增力缸为两串联的共杆液压缸, 可在压力不变的情况下增大输出力。同步液压缸为两结构相同的共杆液压缸, 但并不是执行元件, 而是控制两执行元件同步控制器。

(4) 齿轮—齿条式液压缸。它是以液压力驱动镶嵌在活塞杆或柱塞上的齿条, 进而拨动与之啮合的齿轮而输出回转运动的液压缸。与叶片式摆动液压缸的区别是: 叶片式摆动液压缸是将液压能直接转换成往复摆的机械能, 而齿轮—齿条式液压缸是通过齿轮—齿条的啮合, 将往复直线运动的机械能变成了往复摆动的机械能。类似的液压缸还有导杆式液压缸、曲柄式液压缸、钢丝绳(代替活塞杆)液压缸等多种形式。

(5) 新型和特殊作用式结构的液压缸。主要有数字和伺服液压缸, 膜片式液压缸(膜片替代活塞), 多位控制液压缸, 自锁式液压缸, 旋转式液压缸等。

常见液压缸的类型及图形如表 4-1 所列。

表 4-1 液压缸的类型和图形

名 称			图 形	说 明
活塞式液压缸	单出杆	单作用		活塞单向运动，依靠弹簧使活塞复位
		双作用		活塞双向运动，左、右移动速度不等。差动连接时，可提高运动速度
	双出杆			活塞左、右运动速度相等
柱塞式液压缸	单柱塞			柱塞单向运动，依靠外力使柱塞返回
	双柱塞			双柱塞双向运动
摆动液压缸	单叶片			输出轴摆角小于 360°
	双叶片			输出轴摆角小于 180°
其他液压缸	增压液压缸			当液压缸直径受到限制而长度不受限制时，可获得大的推力
	增压液压缸			由两种不同直径的液压缸组成，可提高 B 腔的压力
	伸缩液压缸			由两层或多层液压缸组成，可增加活塞行程
	齿条液压缸			活塞经齿条带动小齿轮，使它产生回转运动

2. 按供液（作用）方式分类

根据作用方式即液压缸完成一次工作循环的供液次数分类，可分为单作用式液压缸和双作用式液压缸。

（1）单作用式液压缸在一个工作循环中只有一次工作供液过程，即供液时使柱塞或活塞组件伸出而工作，靠重力或弹簧力实现返程运动。柱塞式液压缸通常靠重力（竖直安装，自重）复位，活塞式液压缸通常靠弹簧力（水平安装）复位。

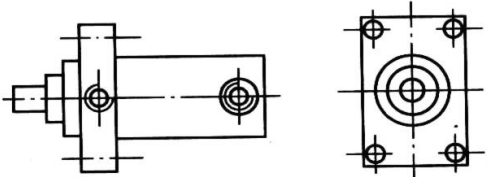
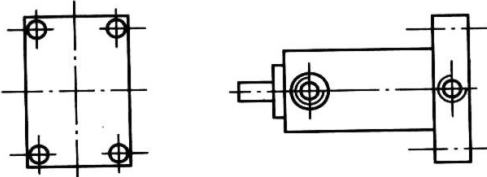
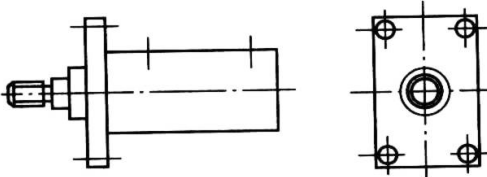
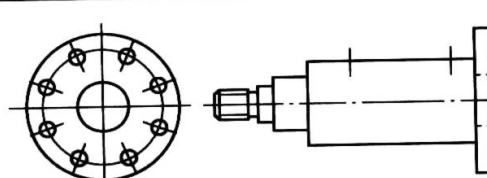
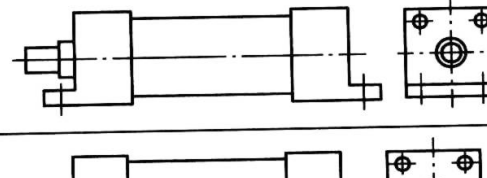

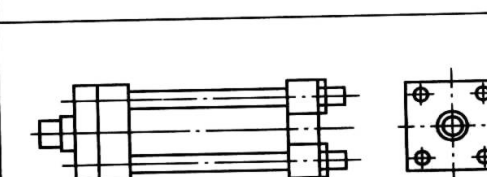
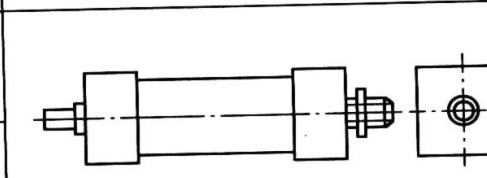
（2）双作用式液压缸是向活塞两面交替供液以完成正向、反向运动的液压缸。这种液压缸只能是活塞式液压缸。

3. 按安装方式分类

液压缸的安装方式是指缸体与机架固定或联接的方式，可分为轴线固定式和轴线摆动式两大类，如表 4-2 所列，其中代号是按国家标准 GB9049—1988 规定的液压缸安装方式代

号。液压缸的类型和安装方式是选择和设计液压缸的基本信息。

表 4-2 液压缸的安装方式

安装总类				简图	说明
轴线固定类	端盖式(E型)	前端盖式	矩形前盖式(ME5)		这是一种采用端盖液压缸固定在机架上的安装方式，一般仅用于中低压，缸径较小的场合
			圆形前盖式(ME7)		
			方形前盖式(ME9)		
	端盖式(E型)	后端盖式	矩形后盖式(ME6)		这是一种采用端盖液压缸固定在机架上的安装方式，一般仅用于中低压、缸径较小的场合
			圆形前盖式(ME8)		
			方形前盖式(ME10)		
	法兰式(F型)	前法兰式	前端矩形法兰式(MF1)		它与端盖式类似，但法兰中不带油口；有时因位置不够而将法兰增设在端盖上，可用于高低压和大小缸径场合
			前端圆法兰式(MF3)		
			前端方法兰式(MF5)		
			带后部对中的前端圆法兰式(MF7)		
		后法兰式	后端矩形法兰式(MF2)		
			后端圆法兰式(MF4)		
			后端方法兰式(MF6)		
	脚架式(S型)		端部脚架式(MS1)		这是一种用螺栓将液压缸固定在机架上的安装方式、多用于中低压和缸径较小的场合
			侧面脚架式(MS2)		
	双头螺柱或加长连接杆式(X型)		两端双头螺柱或加长连接杆式 MX1		这是一种将拉杆延长，或在前端盖或后端盖上留出螺孔进行安装的方式，多用于中低压、行程较短的场合
			后端双头螺柱或加长连接杆式 MX2		
			前端双头螺柱或加长连接杆式 MX3		
			两端两个双头螺柱或加长连接杆式 MX4		
			前端带螺孔式 MX5		
			后端带螺孔式 MX6		
	螺纹端头式(R型)		前端螺纹式 MR3		这是利用前端盖或后端盖上制成的一根螺杆与机架连接的方式，仅用于很轻负载的场合，一般很少采用
			后端螺纹式 MR4		



(续)

安 装 总 类		简 图	说 明
轴 线 摆 动 类	耳 环 式 (P 型)	后端固定双耳环式 MP1	这是一种将液压缸上的耳环与机架的耳环用销轴连接起来,使液压缸能在规定平面内自由摆动的安装方式,应用较广
		后端可拆双耳环式 MP2	
		后端固定单耳环式 MP3	
		后端可拆单耳环式 MP4	
		带关节轴承, 后端固定单耳环式 MP5	
		带关节轴承, 后端可拆单耳环式 MP6	
		前端可拆双耳环式 MP7	
	耳 轴 式 (T 型)	前端整体耳轴式 MT1	这是一种将固定在液压缸上的耳轴安装在机架的轴承内,使液压缸的轴线能在规定平面内自由摆动的安装方式,也称铰轴式,应用较广
		后端整体耳轴式 MT2	
		中间固定或可调耳轴式 MT4	
		前端可拆耳轴式 MT5	
		后端整体耳轴式 MT6	

4.5.2 柱塞式液压缸

1. 结构特点和工作原理

柱塞缸（ZG）为单作用液压缸，多用于垂直或略有倾斜的场合，上升靠液压力，下降靠自重或外力（如弹簧力）。它结构简单，主要零件有缸底、缸筒、柱塞、导向套、密封件和限位件，如图 4-29 所示。当向其左端（或底部）油口供入压力油液时，柱塞 3 向右（或上）运动，行程由钢丝卡环 2 限定。当将油口与油箱接通时（换向阀控制），柱塞 3 在外力（或自重）作用下返回原位，导向套 4 引导柱塞往复运动。当柱塞直径  $D > 50\text{mm}$  时，导向套与缸体采用螺纹连接（图 4-29（a）），当  $D < 50\text{mm}$  时，导向套与缸体焊接（图 4-29（b））。

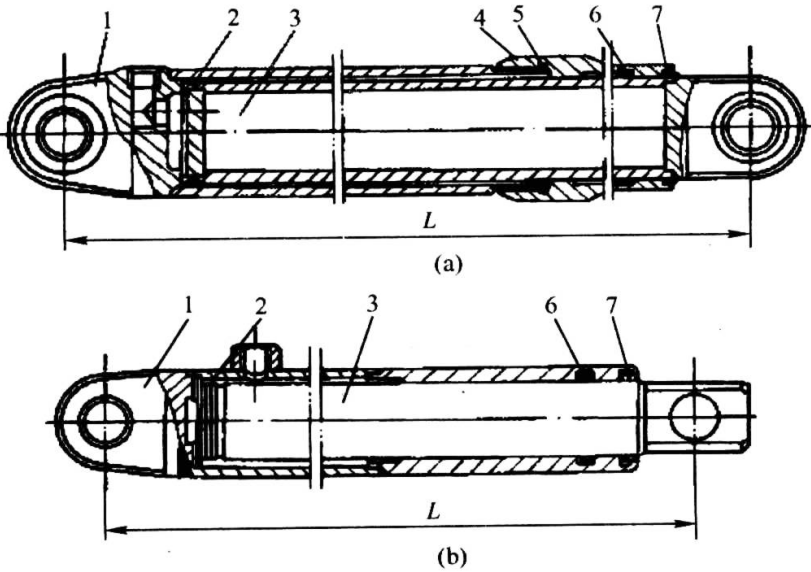


图 4-29 ZG1 型柱塞缸

(a) 导向套与缸筒螺纹连接；(b) 导向套与缸筒焊接。

1—缸体；2—钢丝；3—柱塞；4—导向套；5—O 形密封圈；6—Y<sub>x</sub>形密封圈；7—防尘圈。

柱塞的特点是，柱塞与缸筒内壁无配合要求，因此，缸筒内孔只可作粗加工或不加工，这就简化了缸筒的加工工艺。为减轻柱塞重量和减小柱塞弯曲变形，柱塞一般做成空心式（图 4-30（a）），它还可以水平成对布置（图 4-30（b））。ZG1 型柱塞额定压力为 16 MPa。

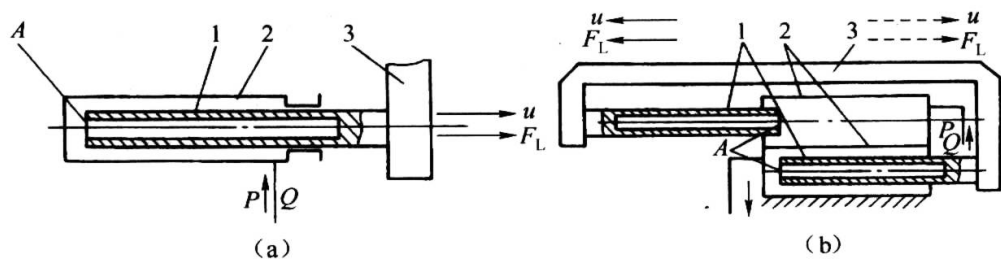


图 4-30 柱塞缸计算简图

(a) 单柱塞（缸）式；(b) 双柱塞（缸）式。  
1—柱塞；2—缸筒；3—工作台。

## 2. 基本计算

负载与供液压力、速度与供液流量的平衡关系是液压缸的两个基本方程。对于柱塞缸（图 4-30）有如下方程

$$\begin{cases} Ap\eta_m = \frac{\pi}{4}d^2 p\eta_m = F_L \\ Q\eta_v = Au = \frac{\pi}{4}d^2 u \end{cases} \tag{4.5.1}$$

式中  $A$ ——柱塞面积， $A = \frac{\pi}{4}d^2$ ， $m^2$ ；  
 $d$ ——柱塞直径， $m$ ；  
 $p$ ——供液压力， $Pa$ ；  
 $\eta_m$ ——机械效率；  
 $F_L$ ——外负载(垂直时  $F_L$  含自重  $G$ )， $N$ ；  
 $Q$ ——供液流量， $m^3/s$ ；  
 $\eta_v$ ——容积效率；  
 $u$ ——柱塞运动速度， $m/s$ 。

### 4.5.3 单活塞杆（单杆）液压缸

#### 1. 典型结构和基本计算

单活塞杆液压缸有单作用和双作用两种，简称单杆单作用和单杆双作用（活塞式）液压缸。其中单杆双作用液压缸是应用极为广泛的常见的液压缸，一些典型结构如下。

##### 1) 轻型拉杆液压缸

轻型拉杆液压缸亦称拉杆型（式）液压缸，属于通用型液压缸，广泛用于橡胶、纺织、压铸等轻工机械和机床、汽车、农业机械、石油和化工机械、冶金和矿山机械等。

轻型拉杆液压缸的典型结构如图 4-31 所示，前端盖 4、后端盖 9 与缸筒 5 用 4 根（方型端盖）或 6 跟（圆型端盖）拉杆连接起来。假定缸体固定，当右油口（后端盖 9 处）进入压力油液时，活塞—活塞杆组件（活塞杆 1、缓冲套筒（中隔圈）11、活塞 10、活塞密封件 8）向左运动而推动负载，左油口（前端盖 4 处）将低压油液排回油箱；反之，当左油口进入压力油液时，其右油口将低压油液排回油箱，活塞—活塞杆组件反向拉动负载。

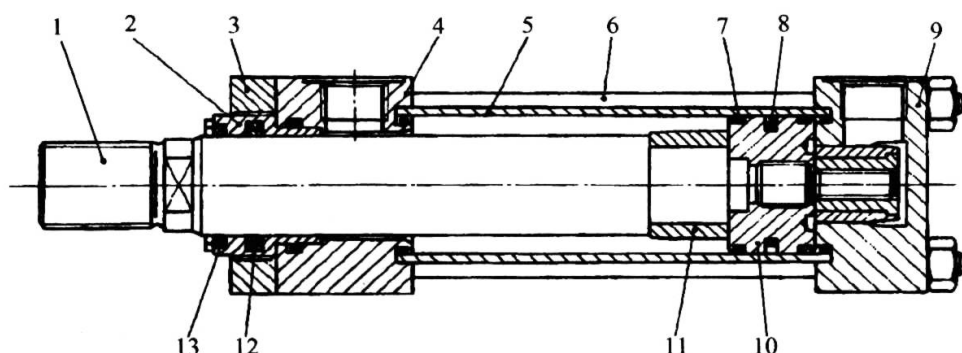


图 4-31 轻型拉杆液压缸

1—活塞杆；2—导向套；3—法兰；4—前端盖；5—缸筒；6—拉杆；7—导向环（支承环）；8—活塞密封件；9—后端盖；10—活塞；11—缓冲套筒（隔离套）；12—活塞杆密封；13—防尘圈。

轻型拉杆液压缸的缸筒通常选用高精度冷拔钢管，内表面一般不需要加工（或只需作精加工）即可达到使用要求；缸筒长度按设计的行程所相应的尺寸切割而成；前后端盖、活塞与活塞杆等主要零件为通用件。因而，轻型拉杆液压缸结构简单、拆装方便、零件通用化程度高、制造成本低、适于批量生产。但是，其行程长度、缸筒内径和额定压力受到限制。如果行程过长时，拉杆长度就相应偏长，组装时就容易偏歪而引起缸筒端部泄漏；如果缸筒内径过大和额定压力过高时，因拉杆材料强度要求，要选取大直径拉杆，但径向尺寸不允许拉杆直径过大。

拉杆型液压缸最大额定压力  $p_n \leq 20\text{MPa}$ ，最大行程  $L \leq 2000\text{mm}$ ，最大缸筒内径  $D \leq 250\text{mm}$ 。

## 2) 焊接型液压缸

焊接型液压缸是指其缸底（底部端盖）与缸筒为焊接连接的液压缸，而前端盖与缸筒连接方式有多种，如内外螺纹式、内外卡环式、钢丝挡圈式和法兰式等。安装方式有多种，其中两端铰支安装是常见的。焊接型液压缸可归于通用型液压缸或应用广泛的专用液压缸。

图 4-32 为工程机械上常用的前端盖与缸筒采用外螺纹连接的两端铰支安装的单活塞杆双作用液压缸。它的主要零件有缸底 2、活塞 8、缸筒 11、活塞杆 12、导向套 13 和端盖 15 等。活塞上的支承环 9 用聚四氟乙烯等材料制成，摩擦阻力较小；活塞与活塞杆用卡环连接，拆装方便；导向套使活塞杆在轴向运动中不致歪斜，从而保护了密封件。油口 A 进液时，油口 B 回液，活塞杆伸出；反向供液时，进回油口 A、B 交换，活塞杆退回。

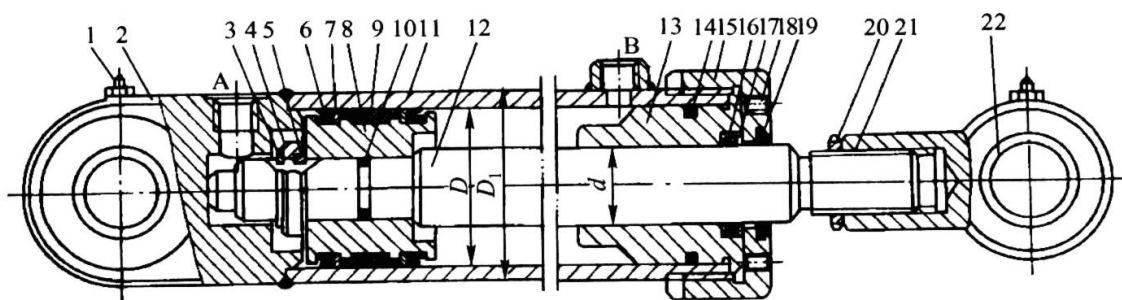


图 4-32 焊接型液压缸（一）

1—螺钉；2—缸底；3—弹簧卡圈；4—挡环；5—卡环（由两个半环组成）；6—密封圈；7—挡圈；8—活塞；9—支承环；10—活塞与活塞杆之间的密封圈；11—缸筒；12—活塞杆；13—导向套；14—导向套和缸筒之间的密封圈；15—端盖；16—导向套与活塞杆之间的密封圈；17—挡圈；18—锁紧螺钉；19—防尘圈；20—锁紧螺母；21—耳环；22—耳环衬套圈。

该类液压缸的特点是外部整洁，外形尺寸较小，暴露在外部的零件较少，能承受一定的冲击负载，能适用于恶劣的外界环境条件，多用于车辆、船舶、矿山和工程机械上。额定工作压力一般为 16MPa，缸筒内径尺寸通常为（40~320）mm，速度比 $\varphi=1.33, 1.46, 2$ 。

前端盖为法兰的焊接型液压缸如图 4-33 所示，这也是工程机械上常用的液压缸。图 4-33 与图 4-32 的差别仅仅在于前端盖与缸筒的连接方式不同，但图 4-33 的液压缸额定工作较高，可达 25MPa。

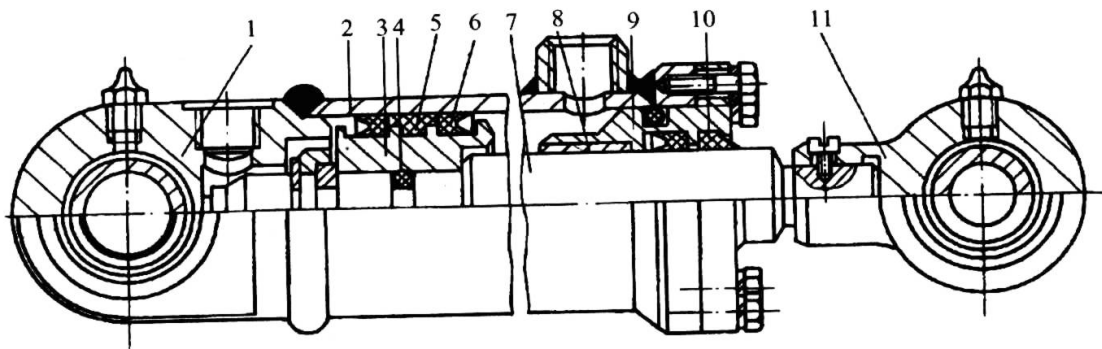


图 4-33 焊接型液压缸（二）

1—缸底；2—缸筒；3—活塞；4、5、6、10—密封圈；  
7—活塞杆；8—导向套；9—前端盖（法兰）；11—活塞铰连组件。

活塞上带有加长杆的焊接型单活塞杆双作用液压缸如图 4-34 所示，它是用在煤矿液压支架上的液压缸，作为液压支架的立柱（通常为四根），支承液压支架的顶板，以构成安全工作空间。采用加长杆的目的，是增大液压支架的支承高度，以适应煤层厚度的增加。缸体采用缸底与缸筒焊接而成（缸底和缸筒无序号），端盖与缸体（筒）采用螺纹连接；缸盖内有铜导向套（没有画出）以引导活塞杆往复运动。由于立柱液压缸承载较大，故活塞杆直径较大，以保证足够的刚度；而立柱缩回（降架工序）时的力较小，故活塞环形面积较小，以迅速降柱。图中的左部油口为升柱口，右部油口为降柱口。液压支架中的液压缸的工作介质为乳化液（由 5% 的液压油和 9% 的水构成），额定工作压力通常为 32MPa。乳化液泵的额定工作压力为 35MPa。各种焊接型液压缸的结构形式是相似的，结构上的主要差别在于缸盖与缸筒的连接方式和因安装形式不同而引起的缸底形式的变化和缸筒形式的变化。

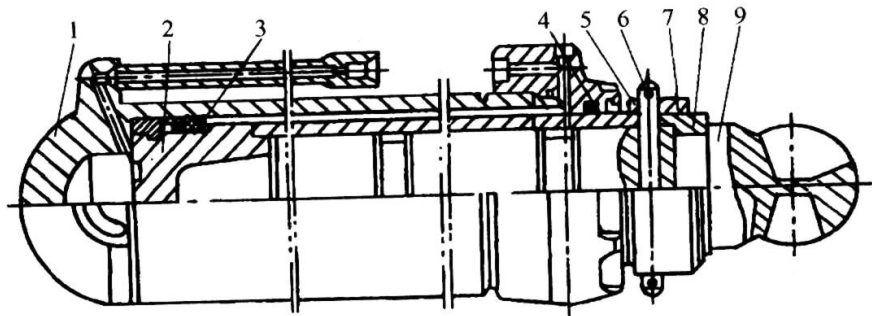


图 4-34 带加长杆的焊接型液压缸

1—缸体（缸底和缸筒）；2—活塞；3—密封圈；4—防尘圈，5—销轴；7—卡套；8—卡环；9—加长杆。

3) 法兰型液压缸

两端法兰型液压缸如图 4-35 所示，其特点是：缸筒与前、后端盖均为法兰连接，而法兰与缸筒有整体（铸件或锻件）式、焊接式、螺纹连接等方式（如图 4-32 所示为螺纹连接）。

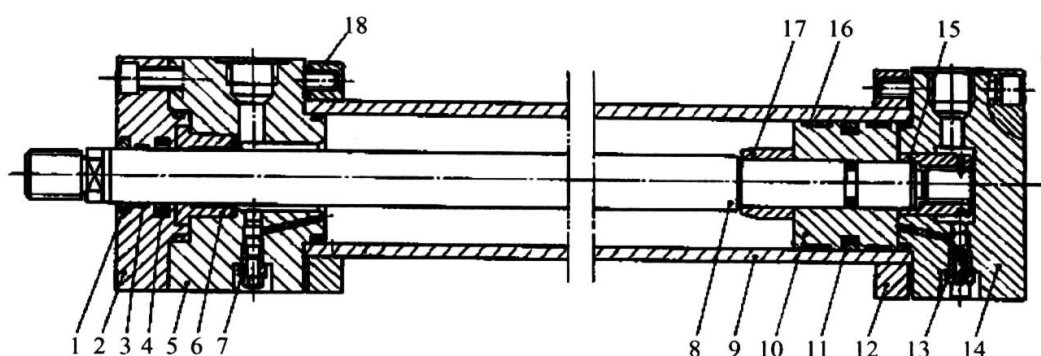


图 4-35 法兰型液压缸

1—防尘圈；2—前盖；3—支承环；4—活塞杆密封件；5—前端盖；6—导向套；7—节流阀；8—活塞杆；9—缸筒；10—活塞；11—活塞密封件；12—法兰；13—单向阀；14—后端盖；15—缓冲套管；16—支承环；17—隔离套；18—法兰。

这种液压缸结构形式尺寸较大，适用于大、中型液压缸，缸筒内径  $D$  通常大于  $100\text{mm}$  ( $D = (100 \sim 320)\text{mm}$ )，额定工作压力较高 ( $p_n = (25 \sim 40)\text{MPa}$ )，能承受较大的冲击负载和适用于恶劣的外界环境条件，属重型液压缸，多用于重型机械、冶金机械等，最大允许行程  $S_{\max} \leq 8000\text{mm}$ 。

## 2. 基本计算

单杆双作用液压缸在活塞杆伸出和返回时均可以一定速度驱动负载，计算简图见图 4-36。对于伸出行程图 4-36(a)，有如下方程

$$\begin{cases} (A_1 p_1 - A_2 p_2) \eta_m = F_L (p_2 > 0) \\ A_1 p_1 \eta_m = \frac{\pi}{4} D^2 p_1 \eta_m = F_L (p_2 = 0) \\ Q \eta_v = A_1 u_1 = \frac{\pi}{4} D^2 u_1 \end{cases} \quad (4.5.2)$$

式中  $A_1$ ——大腔（无杆腔）， $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$ ， $\text{m}^2$ ；

$D$ ——活塞直径（缸筒内径）， $\text{m}$ ；

$A_2$ ——小腔（有杆腔）面积， $A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ， $\text{m}^2$ ；

$d$ ——活塞杆外径， $\text{m}$ ；

$\eta_m$ ——机械效率；

$F_L$ ——外负载， $\text{N}$ ；

$\eta_v$ ——容积效率；

$Q$ ——供液流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$u_1$ ——活塞（活塞杆、液压缸）运动速度， $\text{m/s}$ 。

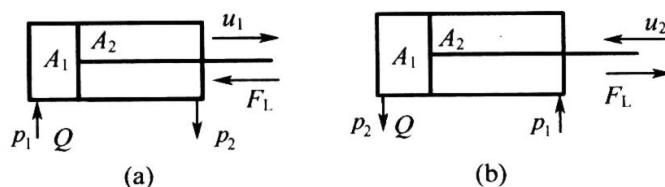


图 4-36 单杆双作用液压缸计算简图

(a) 伸出行程；(b) 返回行程。



当外负载  $F_L$  和回液压力  $p_2$  已知时，可确定所需要的供液压力  $p_1$ ，或者  $p_1$ 、 $p_2$  已知时可计算所能驱动的负载；当供液流量  $Q$  已知时，可以计算活塞运动速度  $u_1$  或者当  $u_1$  一定时可确定相应的供液流量  $Q$ 。

返回行程时，图 4-36(b) 的两个基本方程如下

$$\begin{cases} (A_2 p_1 - A_1 p_2) \eta_m = F'_L \\ u_2 = \frac{Q \eta_v}{A_2} = \frac{4Q \eta_v}{\pi(D^2 - d^2)} \end{cases} \quad (4.5.3)$$

式中  $F'_L$  —— 反向运动时的负载，N；

其他字符见式 (4.5.2) 注释。

比较式 (4.5.2) 和式 (4.5.3) 可知，当  $p_1$ 、 $p_2$  相同时，正向驱动负载  $F_L$  大于反向驱动负载  $F'_L$ ；当供液流量  $Q$  相同时，返程速度  $u_2$  大于伸出速度  $u_1$ ；或者当  $F'_L = F_L$  时，反向驱动负载  $F'_L$  时需要更高的工作压力  $p_1$ ；当  $u_2 = u_1$  时，反向行程所需要的流量  $Q$  较小。

### 3. 单杆单作用液压缸

图 4-37 为单杆单作用液压缸，它多用于行程较短的场合，如机床的夹紧、定位、抬刀，磨床工作台的液压—手动联锁机构，液压马达的锁紧等，它只有一个油口，压力油供入时，活塞杆伸出，回程时靠负载力、弹簧力和自重等。图 4-37 为弹簧复位结构，回程力必须大于背压力和柱塞—缸筒间的摩擦力，这是与柱塞缸工作情况相同的，有关计算可参看式 (4.5.1)。

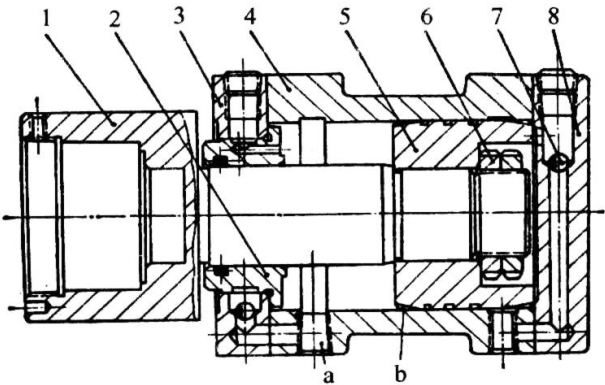


图 4-37 单活塞单作用液压缸

1—活塞杆；2—导向套；3—前端盖；4—缸筒（体）；5—活塞；6—锁紧螺母；7—单向阀；8—后端盖（缸底）。

### 4.5.4 差动液压缸

具有缸筒两端（活塞两侧）同时供液工况，利用活塞两端面积差工作的单活塞杆液压缸称差动液压缸。不要误解为一般单杆双作用液压缸就是差动液压缸。差动液压缸通常要求快进速度  $u_1$  与回程速度  $u_2$  相同，因而要求活塞两侧面积比  $A_1 / A_2$  为定值，因而它是一种特定的单活塞杆液压缸，在结构形式上与普通单活塞杆液压缸相同。

#### 1. 工作原理

差动液压缸工作原理如图 4-38 所示，当向活塞两侧同时供入压力为  $p$  的油液时，由于  $A_1 p > A_2 p$ ，故液压力  $(A_1 p - A_2 p)$  可推动负载  $F_L$  向右运动，同时排液腔排出的压力油油液（流量为  $Q_2$ ）与供液流量  $Q$  汇合，一同供入液压缸大腔（ $Q_1 = Q + Q_2$ ）。返回行程时，活塞杆腔为高压腔，活塞腔为回液腔，与普遍单杆双作用液压缸相同。

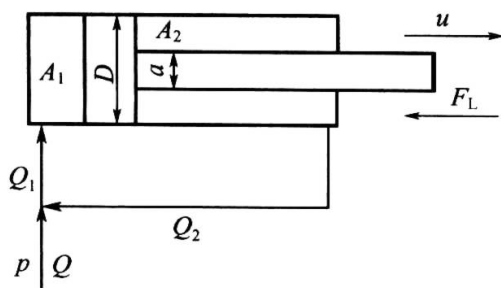


图 4-38 差动液压缸工作原理

## 2. 基本计算

液压缸差动快进时的两个基本方程如下

$$\begin{cases} (A_1 - A_2)p\eta_M = \frac{\pi}{4}d^2 p\eta_M = F_L \\ (Q + Q_2)\eta_V = Q_1\eta_V = A_1u \end{cases} \quad (4.5.4)$$

式中  $Q_1$ ——液压缸大腔流量， $Q_1 = Q + Q_2$ ， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$Q$ ——供液流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$Q_2$ ——液压缸小腔排液流量（高压）， $Q_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)u$ ， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$u$ ——液压缸速度；

其他字符见式（4.5.2）注释。

将回液流量  $Q_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)u$  代入式（4.5.4），整理有

$$Q\eta_V = \frac{\pi}{4}d^2u \quad (4.5.5)$$

由式（4.5.4）和式（4.5.5）知，差动液压缸快进时，其驱动负载和快进速度等价于柱塞直径为  $d$  的柱塞缸（式（4.5.1））。

差动液压缸由快进变成工进及回程时有关计算同单杆双作用液压缸（图 4-36），见式（4.5.2）和式（4.5.3），不重述。

差动液压缸通常要求回程速度  $u_2$  等于快进速度  $u_1$ ，这时有

$$u_2 = u_1 \Rightarrow \frac{4Q\eta_V}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4Q\eta_V}{\pi d^2} \Rightarrow d = \frac{\sqrt{2}}{2}D \quad (4.5.6)$$

式（4.5.6）是设计差动液压缸时选择活塞外径  $D$  与活塞杆直径  $d$  的依据，由此也可以看出，它与普通单杆双作用液压缸的区别。

### 4.5.5 双杆作用液压缸

双活塞杆双作用液压缸简称双杆双作用液压缸，其正反向行程速度相同，驱动负载相同，常用于机床中。

#### 1. 典型结构和基本计算

图 4-39 为用于外圆磨床上的双活塞杆（双杆）液压缸。由图知，它主要由活塞杆 1、15，活塞 8，缸筒 10，缸盖 18、24，密封件 4、7、17 等组成。其特点是，两活塞杆为空心杆，油口开在活塞杆端部，且活塞杆通过支座（图中虚线）固定在床身上，缸盖与工作台连接。当从 a 口输入压力油液时，油液通过 b 口进入液压缸的左腔，作用在缸盖 24 上的液压

力推动缸筒向左运动，液压缸右腔油液通过 c 孔从活塞杆 15 的 d 口排出。如果从 d 口和 c 孔向液压缸 5 输入压力油液，缸筒向右运动，如图示状态。

由于外圆磨床对低速性能要求较高（0.02m/min 时），因此缸筒 10 与活塞之间采用密封性能较好的两只 O 形圈 7 密封；缸筒 10 与缸盖 18、24 采用密封纸垫 13、23 密封；缸盖 18、24 与活塞杆 15、1 采用密封性能较好、摩擦力较小的 Y 形密封圈 17、4 密封。为排除混入缸内的气体，设置了排气阀 5 和 14。

这种液压缸的缸筒较长，多采用冷拔无缝钢管制成。缸筒 10 的两端嵌装钢丝（卡）环，用以阻止压板（环）11、20 向外移动。两端缸盖 18、24 通过螺钉与压板（环）11、20 连在一起，属于法兰型液压缸。由于活塞杆固定不动，工作台行程等于液压缸有效行程的两倍，占地面积较小。

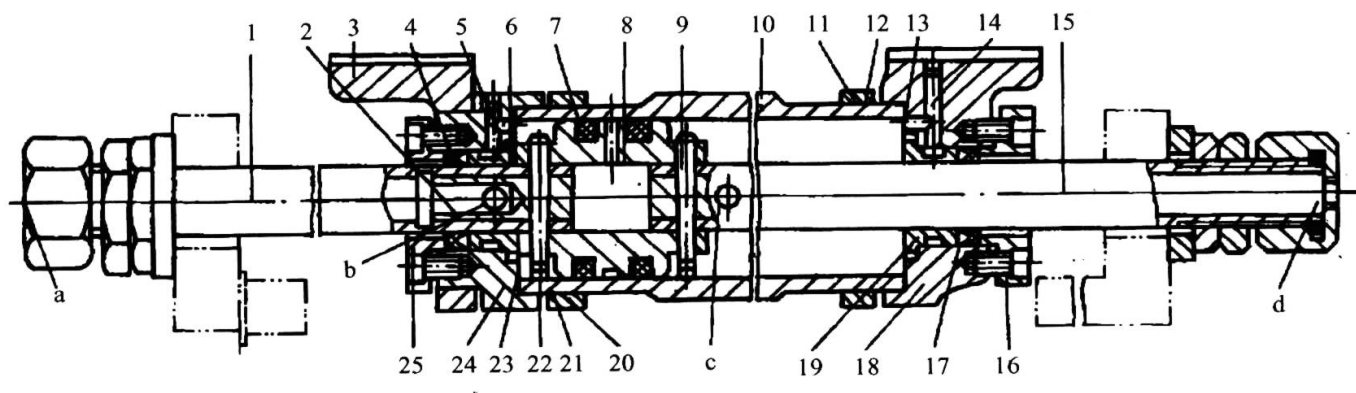


图 4-39 外圆磨床用空心、双活塞杆液压缸

1、15—活塞杆；2—堵头；3—拖架（工作台）；4、7、17—密封圈；5、14—排气阀；6、19—导向套；8—活塞；9、22—锥销；10—缸筒；11、20—压板；12、21—钢丝环；13、23—密封纸垫；16、25—密封压盖；18、24—缸盖。

缸体固定的实心双活塞杆液压缸如图 4-40 所示，它是用于平面磨床上的液压缸。它由压盖 1、密封件 2、导向套 3、密封纸垫 4、活塞 5、缸筒 6、活塞杆 7、缸盖 8（安装支架）9 等组成。压力油液从 a 口进入时，低压油液从 b 口排出，活塞杆 7（工作台）向右运动；反之，b 口进入压力油液时，活塞杆 7（工作台）向左运动。

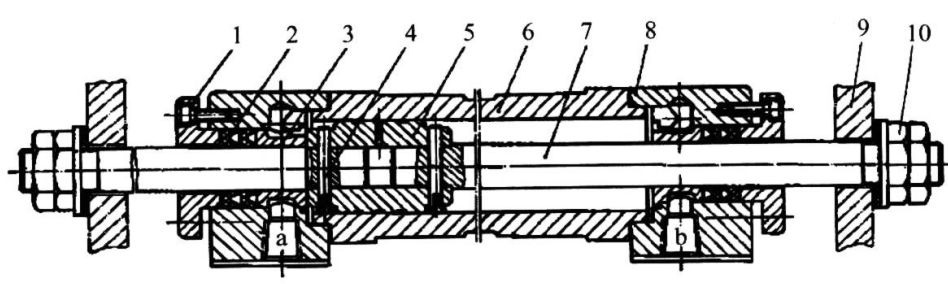


图 4-40 平面磨床用实心双活塞杆液压缸

1—压盖；2—密封圈；3—导向套；4—密封纸垫；5—活塞；6—缸筒；7—活塞杆；8—缸盖；9—工作台支架；10—螺母。

这种液压缸的缸体固定在床身上，活塞杆 7 用螺母 10 与工作台支架 9 连在一起，活塞杆只承受拉力，可以做得较细。这种液压缸的活塞与缸筒之间采用间隙密封，内泄漏较大，但对于工作压力较低、工作台速度较高的平面磨床来说还是适用的。活塞杆 7 与缸盖 8 处采用 V 形密封圈密封。这种密封圈接触面较长，密封性能好，但摩擦阻力较大，装配时不能压得过紧。

这种液压缸的工作台行程为液压缸有效行程的 3 倍，一般只适用小型机床。

## 2. 基本计算

参看图 4-41，双活塞杆双作用液压缸的两个基本方程为

$$\begin{cases} F_{L1} = F_{L2} = A_2(p_1 - p_2)\eta_M = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\Delta p\eta_M \\ u_1 = u_2 = \frac{Q\eta_V}{A_2} = \frac{4Q\eta_V}{\pi(D^2 - d^2)} \end{cases} \tag{4.5.7}$$

式中  $\Delta p$ ——压力差， $\Delta p = p_1 - p_2$ ， $p_2 = 0$  时， $\Delta p = p_1$ ，Pa；  
 $F_{L1}, F_{L2}$ ——正反向负载，N；  
 $u_1, u_2$ ——正反方向速度，m/s；  
 其他字符参看式（4.5.2）注释。

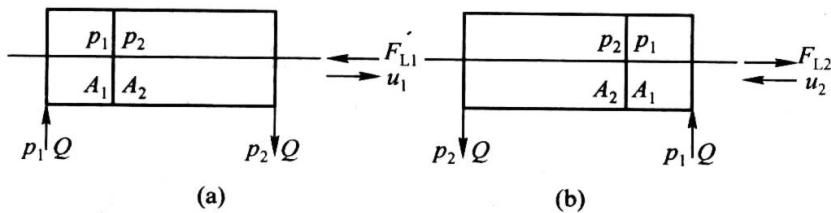
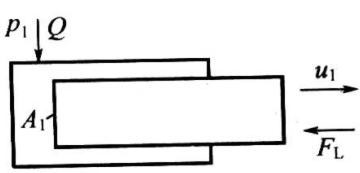


图 4-41 双杆双作用液压缸计算简图  
 (a) 伸出行程；(b) 返回行程。

为方便读者，将上述五种液压缸计算公式一并列入表 4-3。

表 4-3 常见液压缸的计算公式

类 型		符号及工况示意	正向速度及负载	负向速度及反向负载
活 塞 式	单活塞杆单作用液压缸		$F_L = A_1 p_1 \eta_m$ $u_1 = \frac{Q \eta_v}{A_1}$	无
	单活塞杆双作用液压缸		$F_L = (A_1 p_1 - A_2 p_2) \eta_m$ $u_1 = \frac{Q \eta_v}{A_1}$	$F_L = (A_2 p_1 - A_1 p_2) \eta_m$ $u_2 = \frac{Q \eta_v}{A_2}$
	差动液压缸		$F_L = (A_1 - A_2) p_1 \eta_m$ $u_1 = \frac{Q \eta_v}{A_1 - A_2}$	$F_L = (A_1 p_1 - A_2 p_2) \eta_m$ $u_2 = \frac{Q \eta_v}{A_2}$
	双活塞杆双作用液压缸		$F_L = (p_1 - p_2) A \eta_m$ $u_1 = \frac{Q \eta_v}{A_1}$	$F_L = F'_L$ $u_1 = u_2$

类 型	符号及工况示意	正向速度及负载	负向速度及反向负载
柱塞式 液压缸		$F_L = A_1 p_1 \eta_m$ $u_1 = \frac{Q \eta_v}{A_1}$	无
<p>注：1. <math>p_1</math>、<math>p_2</math> 分别为进、回油腔压力，单位为 Pa； 2. <math>Q</math> 为进油腔流量，<math>\text{m}^3/\text{s}</math>； 3. <math>u_1</math>、<math>u_2</math> 分别为运动组件伸出、缩回速度，单位为 <math>\text{m/s}</math>； 4. <math>A_1</math>、<math>A_2</math> 分别为无杆腔（双活塞式除外）、有杆腔有效面积，单位为 <math>\text{m}^2</math>； 5. <math>F_L</math>、<math>F_L</math> 分别与 <math>u_1</math>、<math>u_2</math> 方向反向，<math>F_L</math> 为被推动（活塞杆受压）的负载，<math>F_L</math> 为被拉的负载（活塞杆受拉伸），单位为 N； 6. 机械效率 <math>\eta_m = 0.88 \sim 0.95</math>，通常可取 <math>\eta_m = 0.95</math>； 7. 容积效率 <math>\eta_v = 0.88 \sim 0.95</math>，可取 <math>\eta_v = 1</math>； 8. <math>A_1 = \pi D^2 / 4</math>、<math>A_2 = \pi(D^2 - d^2) / 4</math>，<math>D</math> 为活塞（柱塞）直径，<math>d</math> 为活塞杆直径，<math>\text{m}</math></p>			

4.5.6 伸缩液压缸

1. 概述

伸缩式液压缸又称多级液压缸或组合式液压缸，是一种应用比较广泛的专用液压缸。按伸缩级数不同，可分为 2、3、4、5 级伸缩液压缸；按完成一次工作循环的供液次数不同，可分为单作用和双作用多级液压缸，其中单作用多级液压缸为柱塞式伸缩液压缸，双作用多级液压缸为活塞式伸缩液压缸，还有一种末级为活塞的、前面多级（或一级）为柱塞的伸缩式液压缸。

伸缩式液压缸的特点是：

（1）伸缩式液压缸总行程为各级套筒（或柱塞）行程之和，因而行程可以相当长，当不工作时，整个液压缸的长度可以缩得很短，广泛用于安装尺寸要求较小而工作行程要求较大的场合。最典型的应用实例是汽车起重机的伸缩臂。另外在自卸式汽车、清洁车和矿山机械的液压支架中也得到广泛的应用。

（2）伸缩液压缸不同级次的液压缸逐个顺序伸出时，有效作用面积逐渐减小。因此当输入到液压缸的流量不变时，外伸速度逐次增大；当负载恒定时，液压缸的工作压力逐次升高。在工作时，伸缩式液压缸的一级液压缸先伸出，末级缸最后伸出；回程时，末级液压缸先退回，一级液压缸最后退回。

（3）多级液压缸的前一级活塞（柱塞）内壁为下一级液压缸的缸筒，逐次套装而成，在结构上非常紧凑。另外，为减轻重量和提高抗弯强度，末级柱塞（或活塞杆）多采用空心式。

2. 典型结构

活塞式双作用两级伸缩液压缸如图 4-42 所示，一级（大）活塞组件由活塞 17、密封圈 15、一级活塞杆外壁 5、一级活塞杆内壁 8 等组成；二级活塞组件由活塞杆 1、活塞 7 和密封件 6 等组成，同时一级活塞杆内壁 8 即二级活塞缸的缸筒，兼有导向功能的二级活塞缸前端盖同时为一级活塞杆的构成部分。初始时二级小活塞 7 位于一级大活塞 17 上（左）部，当从右口 b 供入压力油液时，一级大活塞 17 位于伸缩缸底部（后端盖 18 上（左）部）。当从右口 b 供入压力油液时，一级、二级活塞组件同时向上（左）移动，回液经左油口 a 排出；当一级活塞组件位移行程末端（一级缸前端盖 10 挡死），二级活塞组件继续向上（左）移动，回液经二级缸前端盖 2 的径向孔道、一级活塞杆内部环形通道和油口 a 排出。当从左油口 a 输入压力油液时，二级的



活塞组件、一级活塞组件依次先后退回，回液经油口 b 排出。

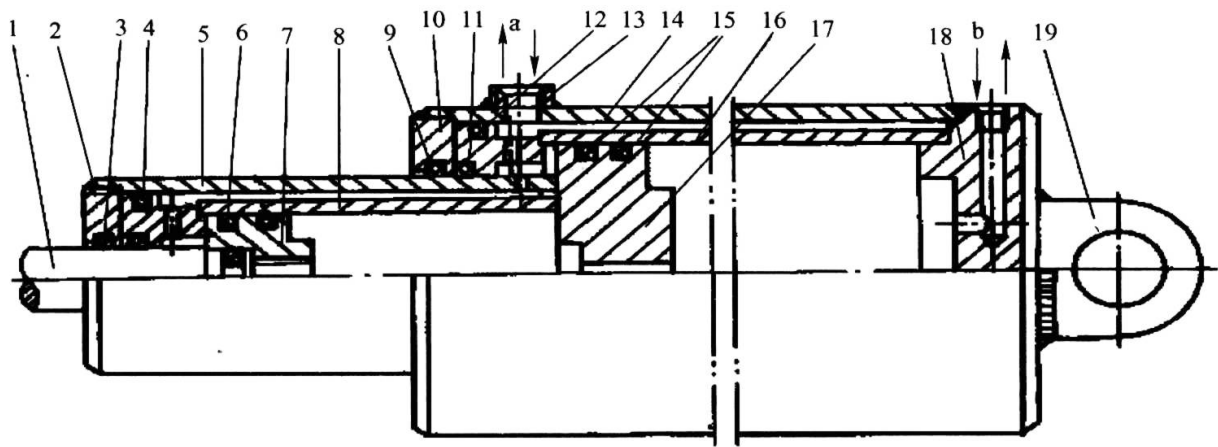


图 4-42 活塞式双作用两级伸缩液压缸

1—活塞杆；2—二级缸前端盖（一级缸活塞杆的一部分）；3、9—防尘圈；4、6、11、12、15—密封圈；  
5—一级缸活塞杆外壁；7—二级（小）活塞；8—二级缸筒（一级活塞杆内壁）；10—一级缸前端盖；  
13—焊接管口；14—外缸体（外套筒）；16—一级缸筒；17—一级（大）活塞；18—后端盖；19—底部安装支座。

末级双作用的两级伸缩液压缸（TMG 系列，TMG 含义：末级双作用式多级伸缩液压缸）如图 4-43 所示，为用于自卸汽车的液压缸。这种末级缸为活塞缸（双作用）而其余的前级缸为柱塞缸（单作用）的结构形式，也适用于三级及以上的伸缩液压缸。

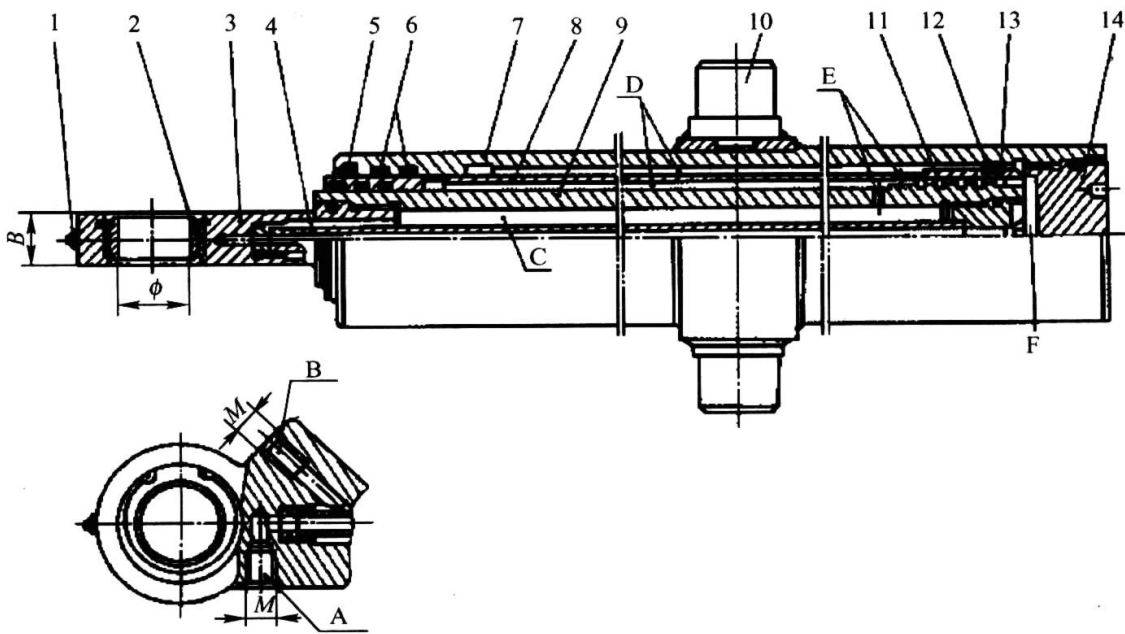


图 4-43 末级双作用的两级伸缩液压缸（TMG 系列）

1—油杯；2—关节轴承；3—下连接头；4—内油管；5—防尘圈；6—O 形密封圈；7—外缸（筒）；8—一级套筒（一级缸）；  
9—二级缸（活塞杆）；10—中间铰（耳）轴；11—外塞环；12—支承环；13—挡圈；14—缸（底）盖。

图 4-43 的液压缸采用中间铰（耳）轴安装方式（缸体固定，缸体轴线可摆动），外缸筒与缸底盖采用钢丝卡环连接，活塞杆为中空式，内置有进液管，进液管外侧 C 腔为回油空间，用以排出末级缸的回液。进回油口设置在下连接头 3 处。工作时压力油液经 A 口和内油管 4 进入 F 腔，一、二级液压缸依次伸出，回液经 E 径向通道、C 腔及 B 口回油箱。回程（缩回）时进四油液口交换，运动顺序相反，不另述。

图 4-44 为起重机伸缩用的两级伸缩液压缸，其中一级缸为双作用活塞式液压缸，二级

缸为柱塞式单作用液压缸，A 口进油时外伸，B 口进油时活塞杆缩回。

该缸在外伸和内缩时都能带动负载，工作压力为 10MPa，行程可达 (7000~10000)mm。由于行程很长，缸筒和套筒都有足够的刚度，以防止中间弯曲。

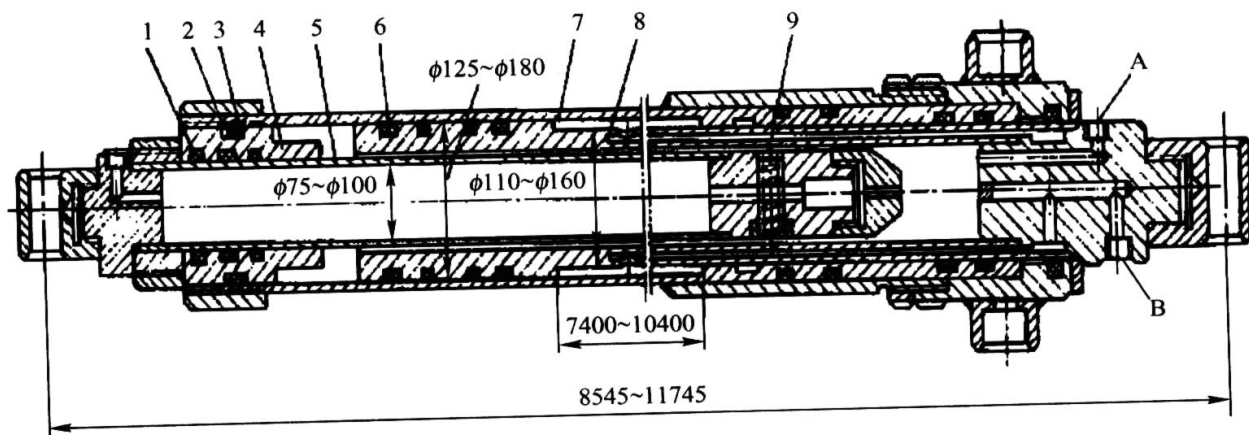


图 4-44 起重机伸缩臂用的两级伸缩液压缸

1—防尘圈；2—挡圈；3—O 形密封圈；4—导向套；5—二级液压缸；6—Y 形密封圈；  
7—缸体；8—一级缸；9—行程限位阀。

## 4.6 典型液压缸的结构

液压缸用途不同，具体结构也有很大的差别，单活塞双作用液压缸是一类应用广泛的液压缸（参看图 4-31~图 4-35），在结构上也比柱塞和双活塞杆双作用液压缸复杂，具有典型性，它通常由缸筒、端盖、缸底（底盖）、活塞组件、耳环、导向套及密封件组成。

### 4.6.1 缸筒、缸底、端盖和导向套

#### 1. 缸筒

缸筒为柱面环形体，其内径  $D$  和外径  $D_1$ （或壁厚  $\delta = (D_1 - D)/2$ ）尺寸设计应符合国家技术规范。缸筒普遍采用退火的冷拔或热轧无缝钢管（材料为 20、35、45 号钢）或 27SiMn 合金钢。与底盖或/和缸头部采用焊接时，采用焊接性能好的 35 号钢。不与其他零件焊接时宜用 45 号钢。缸壁较厚的缸筒采用铸铁或锻件或用厚钢板卷成筒形，焊接后退火，焊缝需用 x 射线等探伤检查。缸筒与法兰端盖连接时，其头部可以焊接法兰或作墩粗处理。

缸筒内表面通常要磨削，表面粗糙度  $R_a = (0.32 \sim 0.16)\mu\text{m}$ ；有防腐要求时，表面镀铬厚度  $\delta = (0.03 \sim 0.05)\text{mm}$ ，并研磨抛光。

缸筒上通常还要焊接进出油口（尽量靠外侧），对于采用中间耳轴安装的液压缸，缸筒上还要焊接中间耳轴，耳轴的结构及参考尺寸可查阅有关参考文献。

#### 2. 缸盖和导向套

缸盖通常指与活塞杆伸出端配合的零件，缸盖的材料多用 35、45 号钢或铸 35、45 号钢或铸铁。缸盖采用耐磨铸铁时，导向套可省去。通常情况下，导向套为单独零件，材料通常采用铸铁、黄铜、青铜或工程塑料。采用金属导向套时，导向套为整体式，与缸盖过渡配合。采用工程塑料的导向套时，通常采用分段式且嵌装在缸盖内，导向套内表面粗糙度以  $R_a = 1.4\mu\text{m}$  上下为宜。缸盖端部还要设置密封圈和防尘圈，缸盖与缸筒配合部位要设有密封圈。

缸筒与缸盖连接方式有多种，如法兰式、内外卡环式、内外螺纹式、拉杆式、焊接式，如图 4-45 所示。焊接式只能用于一端，另一端必须采用其他结构。

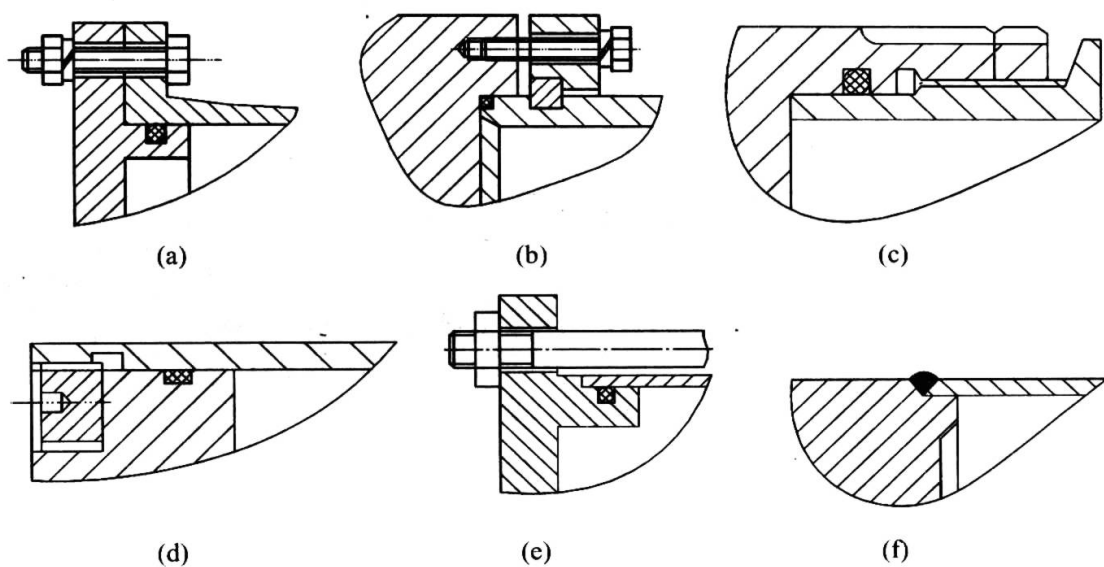


图 4-45 缸筒与端盖的连接结构

(a) 法兰式；(b) 外卡环式；(c) 外螺纹式；(d) 内螺纹式；(e) 拉杆式；(f) 焊接式。

3. 缸底（后端盖）

缸底是对柱塞式或单活塞杆液压缸而言的，亦称后端盖。它与缸筒通常为焊接式连接；对于铸造式缸筒（体），它与缸筒为一个整体零件。缸底的结构因安装形式而异，对于两端铰支安装的液压缸，安装底座可与缸底采用焊接形式或整体铸造形式，材料为 35 号铸钢，缸底上通常设计有进出油口。

4.6.2 活塞组件

1. 活塞

当液压缸行程较短、活塞与活塞杆相差不大或特殊需要时，活塞与活塞杆为整体式零件，常用材料为 45 号钢。在绝大多数情况下，活塞与活塞杆采用分体装配式，即活塞与活塞杆均为单独零件，用适当的结构方式将两者连接在一起，如图 4-46 所示。

为保证缸筒与活塞的密封性，活塞上通常要装有密封圈和支承环。对于采用支承环的活塞，材料通常采用 20、35、45 号钢。未采用支承环时，多采用高强度铸铁、耐磨铸铁、球墨铸铁及其他耐磨合金。一些连续工作的高耐久性活塞，可在钢制活塞的外表面烧焊青铜合金或喷镀尼龙材料。

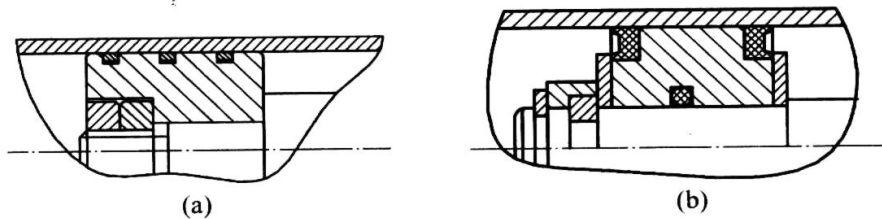


图 4-46 活塞与活塞杆的连接结构

(a) 螺纹连接；(b) 卡环连接。

2. 活塞杆及连接结构

活塞杆一般采用实心结构，材料通常为 35 或 45 号钢。活塞杆也可采用空心结构，材料通

常为 35 号钢或 45 号无缝钢管。实心杆强度较高，加工方便，应用较多；空心杆多用于大型液压缸或特殊要求的场合；活塞杆直径  $d > 70\text{mm}$  时宜采用空心结构。空心活塞杆有焊接要求，要采用 35 号钢（或 35 号无缝钢管）。有特殊要求的液压缸，活塞杆可采用锻件或铸铁。

为提高耐磨性和耐腐蚀性，活塞杆要进行热处理并镀铬，中碳钢调质硬度  $\text{HB}230 \sim 280$ ，高碳钢可调质或淬火（或高频淬火）处理，淬火硬度  $\text{HRC}50 \sim 60$ ，最后镀铬并抛光，镀层厚度为  $(0.015 \sim 0.05)\text{mm}$ 。活塞杆表面粗糙度  $R_a = (0.16 \sim 0.63)\mu\text{m}$ 。

活塞杆与活塞的连接方式有多种，如焊接式（应用较少）、螺母式（图 4-46（a）为内置螺母式）、卡键式（图 4-46（b））等，其中卡键式应用比较广泛。

活塞杆头部与工作机构相连，头部结构形式有多种，如图 4-47 所示，可根据不同负载要求进行选择。

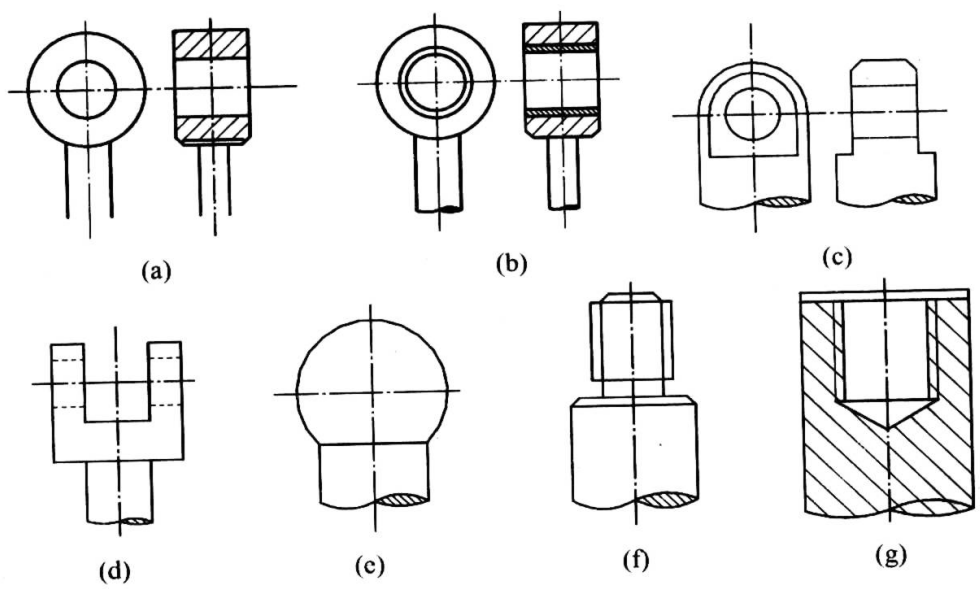


图 4-47 活塞杆头部结构

(a)、(c)单耳环不带衬套；(b)单耳环带衬套；(d)双耳环；(e)球头；(f)外螺纹；(g)内螺纹。

4.6.3 密封装置

在缸筒与活塞及活塞杆与端盖等处，通常要设置密封装置，以防止液压缸的内外泄漏。液压缸中常见的密封装置如图 4-48 所示。

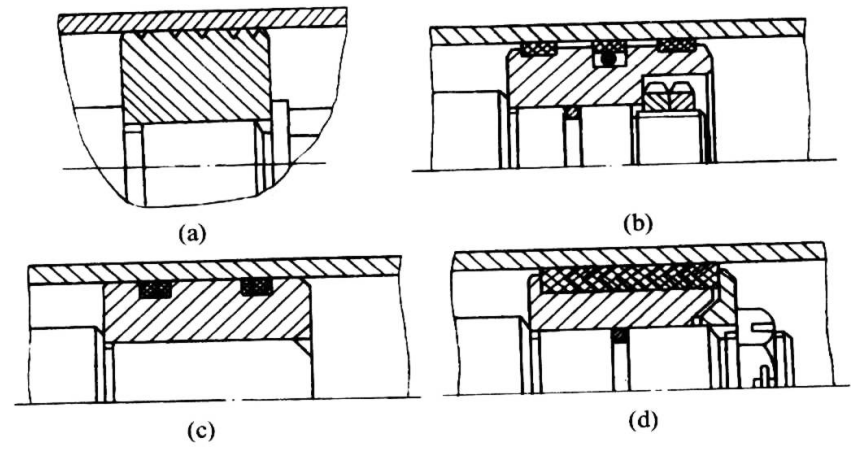


图 4-48 密封装置

(a)间隙密封；(b)摩擦环密封；(c)、(d)密封圈密封。

### 1. 间隙密封 (图 4-48 (a))

间隙密封是利用活塞与缸筒之间相对运动的微小间隙密封的 (间隙通常为  $\delta = (0.02 \sim 0.05) \text{ mm}$ ), 多用于工作压力较低、缸体内径较小、运动速度较高的液压缸中。它结构简单, 摩擦阻力小, 耐高温, 但泄漏量大, 加工精度要求高, 磨损后不可修复。为提高密封性能, 并使活塞径向液压力平衡, 通常在活塞上开几条  $0.3\text{mm} \times 0.5\text{mm}$  的环形沉割槽, 以增大局部阻力、减小泄漏。

### 2. 摩擦环密封 (图 4-48 (b))

摩擦环密封是利用套在活塞上的活塞环密封的。活塞环用高级铸铁或铸造青铜材料或工程塑料 (如尼龙) 制成的截面为矩形的圆环, 环上开有切口, 以套在活塞的凹槽中, 依靠活塞环的弹力使活塞环的外表面与缸筒内表面紧密配合而进行密封。其密封效果比间隙式密封好, 同时它寿命长, 耐温高, 摩擦阻力小, 磨损后有自动补偿能力, 但加工精度高, 拆装不方便。

目前, 国内外广泛使用斯特康封 (又称同轴密封或橡塑组合滑环密封), 其密封环用性能优良的工程塑料 (如填充聚四氟乙烯) 制成, 它依靠环内的 O 形密封圈的弹性变形力而贴紧缸筒内表面。如果将两个同轴密封密封串联使用, 泄漏几乎为零。

### 3. 密封圈密封 (图 4-48 (c)、(d))

密封圈的种类很多, 其中 O 形圈、Y 形圈和 V 形圈应用比较常见。O 形圈结构简单, 价格低廉, 既可作动密封 (图 4-43 (c)), 也可作静密封 (图 4-45 (a))。当工作压力较高时, 必须和挡圈联用。Y 形圈和 V 形圈 (图 4-48 (a)) 在液压缸活塞中使用广泛, 后者的轴向尺寸较大, 摩擦力也较大, 但密封可靠, 使用寿命长。

## 4.6.4 缓冲装置

当液压缸带动质量较大的部件作快速往复运动时, 应设置缓冲装置, 以防止活塞运动到末端时与缸盖碰撞, 产生噪声和冲击并造成液压缸损坏。液压缸的缓冲装置一般都是利用节流原理来实现的。常见形式有两种: 间隙缓冲装置和节流阀缓冲装置。

图 4-49 为环形间隙缓冲装置结构原理图。当活塞达到行程末端时, 长度  $l$  上的油液从环形间隙  $s$  处挤出, 形成缓冲压力。在活塞杆  $l$  处开三角槽节流孔, 油液从三角槽中挤压出去, 由于三角槽节流面积愈来愈小, 有较好的缓冲效果。

图 4-50 为节流阀缓冲装置。当活塞进入行程末端时, 缓冲柱塞  $a$  进入缸盖孔  $c$  时,  $b$  腔回油液被柱塞  $a$  堵塞, 回油口  $d$  被封闭, 压油液只能通过节流阀 2 的阀口排出, 起到缓冲作用。回程时, 油液经单向阀 1 和  $d$  口进入, 可使活塞平稳启动。

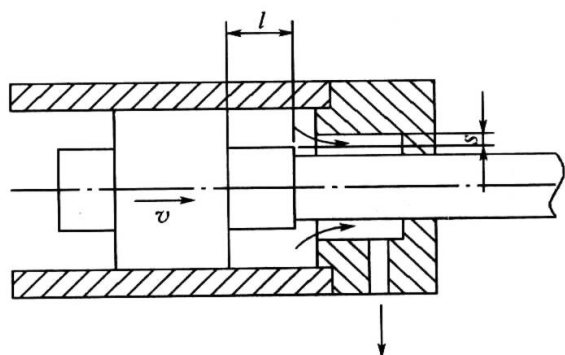


图 4-49 环形间隙缓冲器

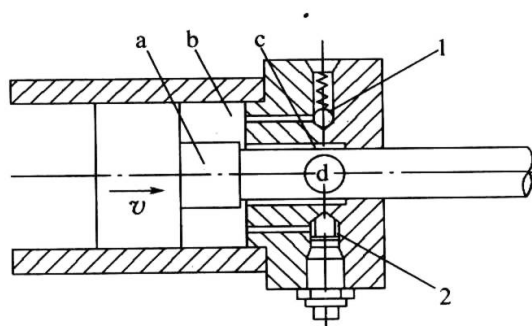


图 4-50 节流阀缓冲装置

1—单向阀; 2—节流阀。



4.6.5 排气装置

液压系统在安装过程中或停止工作一段时间后会有空气混入系统，会产生气穴现象，使液压缸爬行或振动。为此，液压缸必须设计排气装置以排除系统中的空气。排气装置应位于液压缸盖上方最高处。工作前将排气装置打开，将空气排尽，有油液冒出时，再闭死，以保证系统正常工作。常见排气装置如图 4-51 所示。

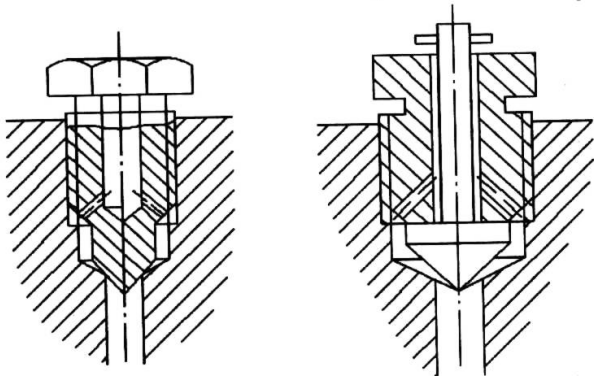


图 4-51 液压缸排气装置

4.7 液压缸设计

一般来说，液压缸是标准件，用户可根据标准产品目录进行选用，尽量避免相对耗时和费力的液压缸设计。但由于使用要求的千差万别，加之液压缸布置灵活，设计制造相对容易，相对其他液压元件而言，液压缸的设计也是极其常见的。

4.7.1 收集原始资料，整理设计依据

液压缸的设计是整机设计的一部分，因而在设计之前，需收集必要的原始资料，进行分析和研究并加以整理作为设计的依据。具体说来有以下内容：

(1) 了解主机用途、工作环境及对液压缸的动作要求。例如汽车起重机、自卸汽车，煤矿中的液压支架及机床液压系统等，对液压缸的动作要求不同，工作条件也不同，这是在设计时必须考虑的第一因素。

(2) 了解液压缸的运动形态和安装约束条件。内容包括液压缸的行程、运动速度、运动方式（直线运动或摆动、轴线摆动或固定、连续运动或间歇运动）和安装空间所允许的外形尺寸，以初步选择液压缸的安装结构形式。

(3) 了解液压缸的负载情况。内容包括负载质量、几何形状、空间体积、摩擦阻力及活塞杆头部连接形式等。

(4) 了解液压系统的情况。内容包括液压泵工作压力、输出流量、液压管路的通径和布置情况、管接头形式等。

(5) 了解国家相关技术标准，收集类似的液压缸的设计资料作为设计的参考。

4.7.2 设计的一般步骤及其注意的问题

液压缸设计并没有统一的步骤。由于液压缸参数之间有内在联系，设计要交叉进行，反复推敲和计算，以获得满意的设计效果。下列设计步骤可作参考。

(1) 根据主机用途、对液压缸的动作要求，确定液压缸的结构形式、安装形式及连接方式。

(2) 进行负载分析和运动分析，最好作负载图、速度图和功率图，使设计参数一目了然。

(3) 根据负载要求，选择液压缸工作压力、液压缸内径  $D$  与活塞杆直径  $d$ ，这是液压缸设计的关键一步。

(4) 进一步确定其他结构参数，如活塞宽度  $B$ 、活塞杆长度、活塞与活塞杆配合尺寸，活塞及活塞杆的密封形式及尺寸，缸筒厚度、外径及长度，导向长度，支承宽度，油口尺寸，中隔圈尺寸及结构，排气口设置及缓冲设置等。

(5) 根据 (3)、(4) 确定的几何尺寸进行图纸设计并校核有关零件的刚度和强度。

(3)、(4)、(5) 是一个反复和交错过程。

(6) 审定全部设计资料及其他技术文件，对图纸进行修改与补充。

(7) 绘制液压缸装配图和零件图，编写设计计算说明书及其技术文献。

在设计中应注意以下问题：

(1) 在保证液压缸性能参数条件下，应尽量简化结构，减少零件，减小几何尺寸和重量。

(2) 各零件的结构形式和尺寸，应采用标准形式和规范要求，以便加工，装配和维修。

(3) 密封部位的设计和密封件的选用要合理，保证密封的可靠性、摩擦力小、寿命长，更换方便。

(4) 活塞杆受压负载或偏心负载作用时，要进行稳定性校核。

(5) 要考虑行程末端制动问题和排气问题。缸内如无缓冲和排气装置，液压系统中要有相应措施，但并非所有液压缸都要考虑这些问题。

4.7.3 液压缸基本参数选择

在确定了液压缸的负载、速度、行程和安装形式等之后，第一步工作就是确定液压缸内径  $D$  与活塞杆外径  $d$ 。

1. 设计压力选择

在以输出力为主的设计中，首先要选择设计（额定）工作压力。不同液压设备或不同负载下设计参考压力如表 4-4 和表 4-5 所列。选择的设计压力应符合国家标准（见表 4-6）。

表 4-4 各类液压缸设备常用的设计压力

		设计压力/MPa
机床类	精加工机床（如各类磨床）	0.8~2
	半精加工机床（如组合机床）	3~5
	龙门刨床	2~8
	拉床	8~10
农业机械、小型工程机械、工程机械辅助机构		10~16
液压机、大中型挖掘机、中型机械、起重运输机械		20~32

表 4-5 不同负载下的设计参数压力

负载/ kN	≤5	5~10	10~20	20~30	30~50	≥50
设计压力/ MPa	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	≥5

表 4-6 液压缸的公称压力  $p_n$  (GB7938—1987)

$p_n / \text{MPa}$	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	31.5	40.0
--------------------	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

2. 液压缸内径  $D$  与活塞杆直径  $d$  的选择

在选定适当的工作压力后，对于无杆腔进液（输出力为推力）的液压缸，液压缸内径  $D$  为

$$D = \sqrt{\frac{4F_L}{\pi p \eta_M}} \tag{4.7.1}$$

对于有杆腔进液（输出力为拉力），液压缸内径  $D$  为

$$D = \sqrt{\frac{4F_L}{\pi p \eta_M} + d^2} \tag{4.7.2}$$

根据式 (4.7.1) 计算出  $D$  后，可根据速度的要求确定活塞杆直径  $d$ 。速度比  $\varphi$  的含义是

$$\varphi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{Q/A_2}{Q/A_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \tag{4.7.3}$$

根据式 (4.7.3) 有

$$d = D\sqrt{1 - \varphi^{-1}} \tag{4.7.4}$$

在式 (4.7.2) 中，应根据速度比要求，将式 (4.7.4) 代入求出  $D$ ，进而求出  $d$ ，液压缸速比  $\varphi$  取值应符合国家标准规定 GB/2348—1993 的规定 ( $\varphi=1.06, 1.12, 1.25, 1.33, 1.46, 2, 2.25$ )，同时还要参考工作压力进行选择，如表 4-7 所列。

表 4-7 液压缸速度比与工作压力的关系

工作压力/MPa	<10	12.5~20	>20
速度比 $\varphi$	1.33	1.46, 1.61, 2	2

在以速度为主的设计中，液压缸内径  $D$  的计算公式为

$$\begin{cases} D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_1} \eta_v} \\ D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_2} \eta_v + d^2} \end{cases} \tag{4.7.5}$$

式中  $u_1$ ——大腔进液时的速度；  
 $u_2$ ——小腔进液时的速度；  
 $\eta_v$ ——容积效率（可取  $\eta_v = 1$ ）。

根据计算而选择的液压缸内径  $D$  与活塞杆直径  $d$  应圆整到国家技术标准之规定，如表 4-8 和表 4-9 所列。

表 4-8 液压缸内径系列尺寸(GB/T2348—1993)

$D/\text{mm}$	10,12,16,20,25,32,40,50,63,80,(90),100
括号内为非优选系列	(110),125,(140),160,(180),200,(220),250,(280),320,(360),400,(450),500

表 4-9 液压缸活塞杆系列尺寸(GB/T2348—1993)

$d/\text{mm}$	4,5,6,8,10,12,14,16,18,20,22,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100, 110,125,140,160,180,220,250,280,320,360
---------------	--

根据选择的液压缸内径  $D$  与活塞缸直径  $d$  可进行液压缸的结构设计。在设计过程中, 确定其他结构参数, 同时进行强度和刚度校核。

#### 4.7.4 缸筒的设计与校核

##### 1. 缸筒材料壁厚的选择与校核

缸筒应尽量选择冷拔与热轧无缝钢管; 焊接式缸体, 缸筒材料选用 35 号钢, 其他一般可选用 45 号钢。参考类似液压缸选择缸筒的壁厚  $\delta$  并作强度校核。

当  $\delta/D \leq 0.08$  时为薄壁缸筒, 壁厚  $\delta$  按下式校核:

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (4.7.6)$$

式中  $p_y$ ——液压缸实验压力, MPa。当额定(设计)压力  $p_R \leq 16\text{MPa}$  时,  $p_y = 1.5p_R$ ;  
当  $p_R > 16\text{MPa}$  时,  $p_y = 1.25p_R$ 。

$[\sigma]$ ——缸筒材料许用应力, MPa;  $[\sigma] = \sigma_b / n$ ,  $\sigma_b$  为材料抗拉强度,  $n$  为安全系数, 一般  $n = 5$ 。

当  $\delta/D = 0.08 \sim 0.3$  时为中厚壁缸, 壁厚  $\delta$  按下式校核:

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma] - 3p_y} \quad (4.7.7)$$

当  $\delta/D > 0.3$  时为厚壁缸, 壁厚  $\delta$  按下式校核:

$$\delta \geq \frac{p}{2} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_y}{[\sigma] - 1.3p_y}} - 1 \right] \quad (4.7.8)$$

或

$$\delta \geq \frac{p}{2} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p_y}} - 1 \right] \quad (4.7.9)$$

##### 2. 技术条件

缸筒与活塞一般采用基孔制间隙配合。活塞用橡胶、皮革材质的密封件时, 缸筒内孔可采用 H8, H9 公差等级; 采用活塞环密封时, 缸筒内孔采用 H7 公差等级; 采用间隙密封时, 缸筒内孔采用 H6 公差等级。缸筒内孔表面粗糙度一般为  $R_a = (0.10 \sim 0.05)\mu\text{m}$ 。

缸筒内孔的圆度、锥度、圆柱度不大于内径公差的一半; 轴线的直线度不大于  $0.03\text{ mm}/100\text{ mm}$ ; 缸筒断面对轴线的跳动不大于  $0.04\text{ mm}/100\text{ mm}$ 。

为防腐蚀和提高寿命, 缸筒内孔镀铬厚度  $\delta = (0.03 \sim 0.05)\text{ mm}$ , 并研磨抛光。

缸筒端部内孔倒  $15^\circ \sim 30^\circ$  的锐角或  $R=3\text{ mm}$  以上圆角, 以防止装配时划伤密封件, 表面粗糙度不低于  $R_a = 0.08\mu\text{m}$ 。

缸筒与端面采用螺纹连接安装时, 螺纹采用 2a 级精度的公制螺纹; 采用法兰连接安装时, 结合端面对轴线的垂直度不大于  $0.04\text{ mm}/100\text{ mm}$ , 缸筒与法兰的合接部位的精度等级一般可取 H8/f8, H9/f8。缸体采用耳轴(环)安装时, 耳轴(环)轴线与缸筒轴线的位置度不大于  $0.04\text{ mm}$ , 垂直度不大于  $0.1\text{ mm}/100\text{ mm}$ ; 采用销轴安装时, 位置度不大于  $0.1\text{ mm}$ , 垂直度不大于  $0.1\text{ mm}/100\text{ mm}$ 。

缸筒端部需要焊接时, 焊接处到缸筒内工作表面的距离不得小于  $20\text{ mm}$ , 焊接应在精加

工之前进行。需要在缸筒上焊接油口、法兰口、排气阀座时也要在精加之前进行。焊后调质硬度  $HB \geq 241 \sim 285$ 。

### 4.7.5 缸底结构及厚度计算

单活塞杆液压缸的缸底与缸筒多采用焊接结构，结构形式如图 4-52 所示，缸底的厚度  $h$  应满足强度要求。对于平底(图 4-52(a))，有

$$h = 0.433d\sqrt{p/[\sigma]} \tag{4.7.10}$$

式中  $d$ ——缸底止口内径，mm；  
 $p$ ——工作压力，MPa；  
 $[\sigma]$ ——材料许用压力（安全系数  $n \geq 3$ ），MPa。

对于有孔平底（图 4-52（b）），有

$$h = 0.433D\sqrt{\frac{pD}{(D-d_0)[\sigma]}} \tag{4.7.11}$$

式中  $D$ ——缸筒内径，mm；  
 $d_0$ ——油口直径，mm。

对于半椭球形缸底（图 4-52(c)），有

$$h = \frac{pD(2+a^2/b^2)}{12[\sigma]-1.2p} \tag{4.7.12}$$

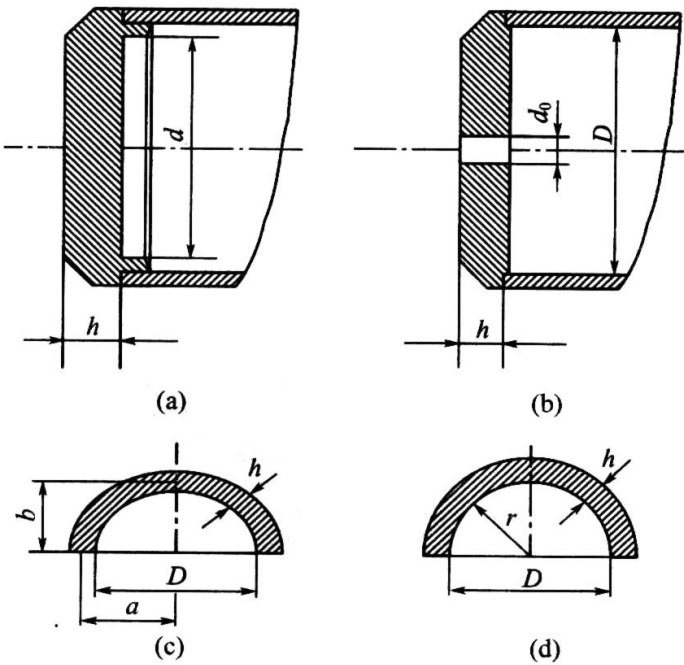


图 4-52 缸底

(a) 平底无孔；(b) 平底有孔；(c) 椭球形；(d) 球形。

对于半球形缸底（图 4-52（d）），当  $h \leq 0.356r$  或  $p = 0.665[\sigma]$  时

$$h = \frac{pD}{4[\sigma]-0.4p} \tag{4.7.13}$$

当  $h > 0.356r$  或  $p > 0.665[\sigma]$  时

$$h = r \left[ 1 - \sqrt[3]{\frac{2[\sigma]-p}{2[\sigma]+p}} \right] \tag{4.7.14}$$



4.7.6 缸盖的结构形式、设计计算及校核

1. 缸盖的结构形式及厚度

缸（端）盖的结构形式有多种，如图 4-45 所示。对于单活塞杆液压缸，缸筒头部焊有螺纹凸台结合面的法兰式结构是常见的，如图 4-53 所示。

当活塞运动到末端时，全部推力由缸盖承担，其厚度  $h$  为

$$h = \sqrt{\frac{p(d_H - d_m)}{[\sigma][D_e - d - 2d_b]}} \quad (\text{mm}) \tag{4.7.15}$$

式中  $p$ ——工作压力（按最高工作压力选取），MPa；  
 $[\sigma]$ ——材料许用应力，MPa；  
 $D_e$ ——端盖外径，mm；  
 $d$ ——活塞杆直径，mm；  
 $d_b$ ——螺纹孔内径，mm；  
 $d_H$ ——螺纹孔分布圆直径，mm；  
 $d_m$ ——作用力平均半径，mm； $d_m = (d_1 + d_2)/2$ ， $d_1$  为活塞杆导向处密封圈安装外径， $d_2$  为缸头凸缘外径，mm。

$h$  也可按下式计算

$$h = \sqrt{\frac{3F(d_m - D)}{\pi D[\sigma]}} \tag{4.7.16}$$

式中  $D$ ——法兰根部直径（缸筒内径），m；  
 $F$ ——法兰受力总和（按最大工作压力），N；  
 $d_m$ ——法兰螺纹孔分布圆直径，m。

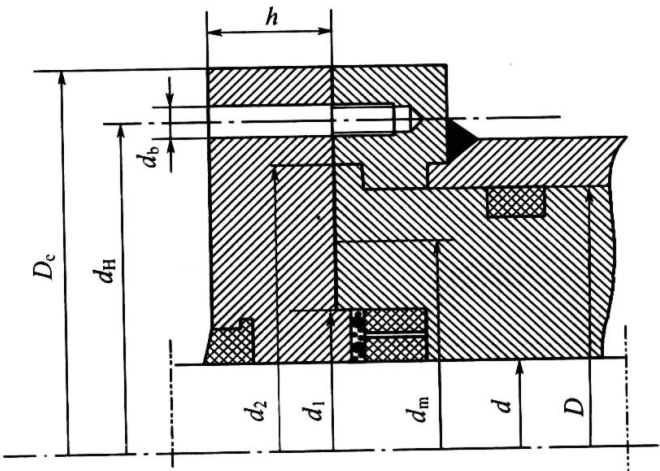


图 4-53 法兰端盖

2. 缸盖连接强度校核

当缸盖与缸筒采用法兰式结构时，连接螺栓的拉应力  $\sigma$ 、切应力  $\tau$  及合应力  $\sigma_n$  为

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi d_1^2 z} \tag{4.7.17}$$

$$\tau = \frac{k_1 k F d_0^2}{0.2 d_1^2 z} \tag{4.7.18}$$

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (4.7.19)$$

式中  $F$  ——螺栓的总作用力, N;

$k$  ——螺栓拧紧系数, 静载时  $k = 1.25 \sim 1.5$ ; 动载时  $k = 2.5 \sim 4$ ;

$d_1$  ——螺栓内径, m;

$z$  ——螺栓数;

$d_0$  ——螺栓外径, m;

$k_1$  ——内摩擦系数, 一般可取  $k_1 = 0.12$ ;

$[\sigma]$  ——螺栓材料许用应力, Pa,  $[\sigma] \leq \sigma_n / n$ ;  $n$  为安全系数, 一般取  $n = 1.5 \sim 2.5$ ;

$\sigma_n$  ——螺栓材料的屈服极限应力, Pa。

当缸盖与缸筒采用外螺纹连接时, 螺纹处拉应力  $\sigma$ 、切应力  $\tau$  和合应力为  $\sigma_n$

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi(d_1^2 - D^2)} \quad (4.7.20)$$

$$\tau = \frac{k_1 k F}{0.2(d_1^2 - D^2)} \quad (4.7.21)$$

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (4.7.22)$$

式中  $d_1$  ——缸筒外螺纹内径, m;

$D$  ——缸筒内径, m;

$d_0$  ——缸筒外螺纹外径, m;

其他符号见式 (4.7.19) 中定义。

### 3. 缸盖结构设计应考虑的问题及技术条件

缸盖的材料见 4.6.1 节, 对于常见的钢质缸盖, 结构设计应考虑的问题有: 缸盖与缸筒端面的轴向密封, 缸盖与缸筒的径向密封, 活塞杆导向套的结构形式及尺寸, 活塞杆处的密封圈和防尘圈结构形式及尺寸。当缸筒上设置有油口时, 要注意油液的通路位置的设计。

缸盖端面与轴线的垂直度为  $0.04 \text{ mm}/100 \text{ mm}$ 。表面粗糙度不高于  $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ ; 端盖与缸筒的配合精度可取 h8, 与活塞杆的配合精度可取 H8; 端盖外径 (缸筒内径)  $D$  与内孔  $d$  (活塞杆直径) 的同轴度公差为  $0.03 \text{ mm}$ ,  $D$  和  $d$  的圆柱度为相应直径公差之半; 导向孔面表面粗糙度  $1.25 \mu\text{m}$ 。

## 4.7.7 活塞组件设计

在通常情况下, 活塞与活塞杆为两个零件, 因而活塞组件的结构设计可分为活塞设计、活塞杆设计及连接部件设计, 在 4.6.4 节和 4.6.3 节中已作过较多地介绍, 这里仅对技术条件补加说明如下, 对于活塞:

(1) 活塞的宽度一般  $B = (0.6 \sim 1.0)D$ ,  $D$  为缸筒内径。

(2) 活塞可以为整体式, 也可为分体式。采用 Y 形或 V 形密封时, 采用分体式便于安装, 采用整体式, 密封圈要切有  $45^\circ$  的缝隙。

(3) 密封沟槽和支承环沟槽要按相应国家标准设计。

(4) 采用橡塑密封件时, 活塞外径公差一般取 f9, 与活塞杆配合的内孔一般取 H7。

(5) 活塞外径对内孔及密封沟槽的同轴度公差不大于  $0.02 \text{ mm}$ ; 活塞内外孔的圆度、同轴度不大于直径尺寸公差的一半; 断面对轴线的垂直度公差不大于  $0.04 \text{ mm}/100 \text{ mm}$ 。

(6) 活塞外圆表面粗糙度要优于  $R_a = 0.32\mu\text{m}$ 。

活塞杆直径  $d$  早已定出，在设计中应注意的问题有：

(1) 活塞杆的结构形式。除有特殊要求或活塞杆直径较大，一般应采用实心杆。

(2) 活塞杆的长度  $L$  应根据行程  $S$  等因素确定，可表示为

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + S \quad (4.7.23)$$

式中  $L_1$ ——活塞杆末端长度（含活塞宽度）；

$L_2$ ——中隔圈长度（对于行程较长的液压缸，为增加稳定性而设置中隔圈， $L_2$ 可按有关参考资料选定；短行程液压缸不需设置中隔圈）；

$L_3$ ——导向部位及密封圈、防尘圈处的长度；

$L_4$ ——活塞杆头部连接部位宽度；

$L_5$ ——余长，即活塞完全退回时，活塞杆头部连接件内端面与缸盖端距之距离；

$S$ ——液压缸行程（按设计要求）。

(3) 安装活塞的杆轴径  $d_1$  与活塞杆直径  $d$  之间的台阶设计要适当，以满足活塞安装定位要求。

(4) 实心活塞杆通常用 45 号钢，少数用锻钢或铸铁；焊接式空心活塞杆用 35 号钢。

(5) 活塞杆要进行热处理并镀铬。中碳钢调质硬度为 HB230~280；高碳钢可调质或淬火，硬度为 HRC50~60；热处理后镀铬厚度  $\delta = (0.015 \sim 0.05)\text{mm}$  并抛光。

(6) 活塞杆配合精度等级多为 f8，可取 f7 或 f9；表面粗糙度  $R_a = (0.16 \sim 0.63)\mu\text{m}$ ，要求高时可取  $R_a = (0.1 \sim 0.2)\mu\text{m}$ ；与活塞内孔配合的轴颈可取 h8 或 f8，轴颈与活塞杆的同轴度公差不大于  $(0.01 \sim 0.02)\text{mm}$ ，轴肩端面与活塞杆轴线的垂直度公差不大于  $0.04\text{mm}/100\text{mm}$ ，活塞杆端部的卡键槽、螺纹及缓冲柱塞与活塞杆的同轴度公差与轴颈要求相同。

(7) 活塞杆的端部结构形式（见图 4-47），应根据工作要求确定。

## 4.7.8 活塞杆（液压缸）强度及稳定性校核

### 1. 活塞杆强度校核

在稳定工况下，如果活塞杆只受轴向作用力，强度按下式校核

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\sigma] \quad (4.7.24)$$

式中  $F$ ——活塞杆负载力，N；

$d$ ——活塞杆直径，m；

$\sigma$ ——活塞杆应力，Pa；

$[\sigma]$ ——活塞杆材料许用应力，Pa； $[\sigma] = \sigma_b / n$ ， $\sigma_b$  为材料抗拉强度， $n$  为安全系数，一般  $n = 1.4$ 。

当活塞杆所受的弯曲力矩不可忽略时，按下式校核

$$\sigma = \left( \frac{F}{A} + \frac{F y_m}{W} \right) \leq [\sigma] \quad (4.7.25)$$

式中  $A$ ——活塞杆截面积， $\text{m}^2$ ；对实心杆  $A = \frac{\pi}{4} d^2$ ，对空心杆  $A = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ ， $d_1$  为活塞杆内径；

$y_m$ ——活塞杆最大挠度，m；

$W$  —— 活塞杆抗弯模量,  $\text{m}^3$ , 对实心杆  $W = \frac{\pi}{32}d^3$ ; 对空心杆  $W =$

$$\frac{\pi}{32}d^3 \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2}\right) \sqrt{1 + \frac{d_1^2}{d^2}};$$

其他见式 (4.7.24) 注释。

## 2. 活塞杆轴肩、螺纹及卡键强度

活塞杆与活塞相配合的轴肩强度按下式校核

$$\sigma = \frac{4F}{\pi[(d - 2c_2)^2 - (d_0 + 2c_1)^2]} \leq [\sigma] \quad (4.7.26)$$

式中  $d_0$  —— 活塞孔内径,  $\text{m}$ ;

$c_1$  —— 活塞孔倒角,  $\text{m}$ ;

$c_2$  —— 活塞杆轴肩倒角,  $\text{m}$ ;

其他见式 (4.7.24) 注释。

活塞杆与活塞用螺纹连接时, 螺纹外径  $d_e$  按下式计算

$$d_e = 1.38 \sqrt{F/[\sigma]} \quad (4.7.27)$$

式中  $d_e$  —— 螺纹外径,  $\text{m}$ ;

$[\sigma]$  —— 螺纹许用应力,  $\text{Pa}$ ;

$F$  —— 活塞杆上作用力,  $\text{N}$ 。

螺纹有效工作圈数  $N$  按下式计算

$$N = \frac{\pi F}{4[\sigma]} (d_e^2 - d_r^2) < n \quad (4.7.28)$$

式中  $N$  —— 螺纹有效工作圈数;

$n$  —— 螺纹实际工作圈数;

$d_r$  —— 螺纹内径,  $\text{m}$ ;

其他见式 (4.7.24) 注释。

螺纹强度按第四强度理论校核

$$\sigma_n = \frac{5F}{\pi d_r^2}, \quad \tau = \frac{20Fk}{\pi d_r^2}, \quad \sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (4.7.29)$$

式中  $\sigma_n$  —— 拉应力,  $\text{Pa}$ ;

$\tau$  —— 剪应力,  $\text{Pa}$ ;

$\sigma$  —— 合成应力,  $\text{Pa}$ ;

$k$  —— 螺纹连接摩擦系数, 一般取  $k = 0.07$ 。

活塞杆与活塞用卡键连接时, 卡键接触强度按下式校核

$$\sigma = \frac{p(D^2 - d_0^2)}{4d_0l}, \quad \tau = \frac{p(D^2 - d_0^2)}{h(2d_0 + h)} \quad (4.7.30)$$

式中  $p$  —— 液压缸工作压力 (按最大值取之),  $\text{Pa}$ ;

$D$  —— 活塞外径,  $\text{m}$ ;

$d_0$  —— 活塞孔内径 (活塞杆轴径),  $\text{m}$ ;

$l$  —— 卡键宽 (厚) 度,  $\text{m}$ ;

$h$  —— 卡键径向高度,  $\text{m}$ ;  $h = r_1 - r_2$ ,  $r_1$  为卡键外半径;  $r_2$  为卡键内半径;

$\sigma$ ——挤压应力，Pa；  
 $\tau$ ——剪应力，Pa。

3. 液压缸（活塞杆）稳定性校核

活塞杆承受拉负载时仅需作强度校核而无需作稳定性校核，而在承受压负载时要同时作两方面校核，尤其液压缸安装长度  $L$  与活塞杆直径  $d$  之比  $L/d \geq 10$  时，必须作稳定性校核。按照材料力学理论，一根受压的直杆在其轴向负载  $F$  超过稳定临界力  $F_k$  时，即失去原有直线状态下的平衡，称失稳。对于液压缸，其稳定条件为

$$F \leq \frac{F_k}{n_k}$$

(4.7.31)

式中  $F_k$ ——液压缸稳定临界载荷，N；  
 $F$ ——液压缸最大推力，N；  
 $n_k$ ——稳定安全系数，一般  $n_k = 2 \sim 4$ 。

液压缸纵向弯曲破坏的临界载荷  $F_k$  与活塞和缸体的材料、长度、刚度、两端支承状况等因素有关。 $F_k$  的计算方法很多，目前使用较多的是欧拉法和戈登—兰金公式的等截面法，其次是非等截面法。

等截面法将活塞杆与缸体视为直径相等的整体杆件。当活塞杆不受偏心负载、细长比（活塞杆柔度） $(L/K) \geq m\sqrt{n}$  时，按欧拉公式计算  $F_k$ ：

$$F_k = \frac{n\pi^2 EI}{L^2}$$

(4.7.32)

式中  $I$ ——活塞杆截面二次矩（惯性矩，转动惯量）， $m^4$ ；对于实心杆  $I = \pi d^4 / 64$ ，对于空心杆  $I = \pi(d^4 - d_1^4) / 64$ ， $d$  为活塞杆直径，m； $d_1$  为空心活塞杆内径，m；  
 $E$ ——活塞杆材料的弹性模量（数），对于钢材，取  $E = 2.1 \times 10^{11}$  Pa；  
 $L$ ——活塞杆计算长度，如表 4-10 所列；  
 $n$ ——末端条件系数，如表 4-10 所列；  
 $K$ ——活塞杆截面回转半径， $K = \sqrt{I/A}$ ，m；

表 4-10 末端条件系数

类型	一端固定，一端自由	两端铰接	一端固定，一端铰接	两端固定
安装方式				
$n$	0.25	1	2	4
$C$	1	0.5	0.35	0.25
附注	常见安装方式	基本安装方式	应正确引导负载，否则可能出现侧负载	不太适用，容易出现侧负载
根据实际安装装置，计算长度 $L$ 分别取图中左半部或右半部的 $L$ 值				



$A$ ——活塞杆截面面积；  
 $m$ ——柔度系数，按表 4-11 选取。

表 4-11 实验常数

材 料	铸 铁	锻 钢	低 碳 钢	中 碳 钢
$f_c/\text{MPa}$	560	250	340	490
$a$	1/1600	1/9000	1/7500	1/5000
$m$	80	110	90	85

当活塞杆细长比  $(L/K) < m\sqrt{n}$  时，可按戈登—兰金公式计算临界载荷

$$F_k = \frac{f_c A}{1 + \frac{a}{n} \left( \frac{L}{K} \right)^2} \tag{4.7.33}$$

式中  $f_c$ ——材料强度实验值，如表 4-11 所列；

$a$ ——实验常数，如表 4-11 所列；

其他见式 (4.7.31) 注释。

当活塞杆有偏心载荷时， $F_k$  按下式计算：

$$F_k = \frac{\sigma_s A}{1 + 8 \frac{e}{d} \sec \beta} \tag{4.7.34}$$

式中  $\sigma_s$ ——活塞杆材料的屈服极限，Pa；

$e$ ——偏心负载量，m；

$\beta$ ——绕度， $\beta = cL\sqrt{F_k/EI}$ ， $c$  为系数，如表 4-10 所列；

其他见式 (4.7.31) 注释。

按等截面法计算的临界载荷比较保守，按非等截面法计算的结果较符合实际。非等截面法是将液压缸看做整体的阶梯杆件，临界载荷  $F_k$  如下：

$$F_k = k \frac{\pi^2 EF}{L^2} \tag{4.7.35}$$

式中  $k$ ——由形状系数  $\alpha$ ， $\beta$  决定的系数，可由图 4-54、图 4-55 查出， $\alpha = I_1/I_2$ ，  
 $\beta = l/L$ ；

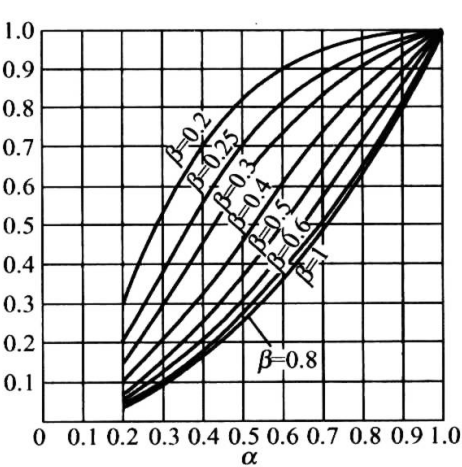


图 4-54 形状系数  $\alpha$

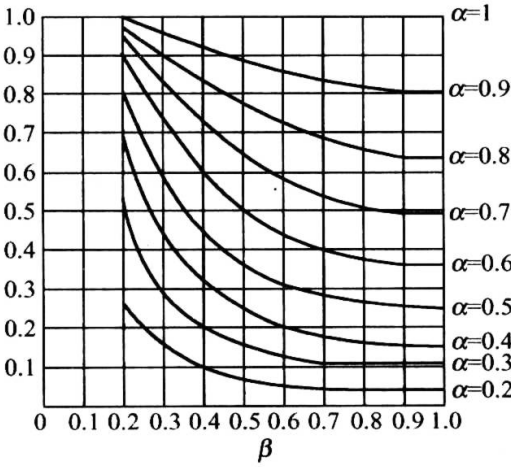


图 4-55 形状系数  $\beta$

$I_1$ ——活塞杆惯性矩,  $\text{m}^4$ ;  
 $I_2$ ——缸筒惯性矩 (按空心杆计算),  $\text{m}^4$ ;  
 $l$ ——活塞伸出长度 (行程),  $\text{m}$ ;  
 $L$ ——液压缸安装长度,  $\text{m}$ 。

## 4.7.9 其他设计计算

### 1. 排气装置设计

在 4.5.6 节中对排气装置量的作用已做介绍。先补充说明的一点是, 排气装置也可设置在液压缸的高压管路的适当处, 排气装置的设计内容有: 排气旋塞的螺纹  $M$  及螺纹长度  $L$  的选择, 可参考有关资料; 旋塞头部锥体角通常为  $60^\circ$  (整体式), 或  $120^\circ$  (分体式), 锥面热处理硬度为 HRC38~44, 材料选用优质碳素钢或合金结构钢。

### 2. 缓冲装置设计

在 4.6.4 节中对缓冲装置的作用、类型、原理已作介绍。缓冲装置的设计第一步是对是否要设计缓冲装置进行判断。当液压缸速度  $u < 0.1\text{m/s}$  ( $6\text{m/min}$ ) 时, 不需要设计缓冲装置; 当  $u > 0.2\text{m/s}$  ( $12\text{m/min}$ ) 时, 则必须设计缓冲装置; 当  $0.1\text{m/s} < u\text{m/s} < 0.2\text{m/s}$  时, 可根据需要作出判定。

如果进行缓冲装置的设计, 首先要确定缓冲节流类型, 建议选择应用较多的节流阀内置式可调缓冲节流装置 (图 4-50); 设计内容有: 计算缓冲腔平均缓冲压力  $p_c$ 、缓冲行程  $L_c$  等 (对于不可调的节流缓冲装置, 还有节流面积的计算)。

可调式缓冲结构原理如图 4-56 所示, 在缓冲过程中, 缓冲腔的平均压力  $p_c$  产生的缓冲液压能  $E_1$  和运动部件产生的机械能  $E_2$  为

$$\begin{cases} E_1 = p_c A_c L_c \\ E_2 = p_1 A_1 L_c - F_f L_c + mu^2/2 \end{cases} \quad (4.7.36)$$

式中  $p_c$ ——缓冲腔平均压力,  $\text{Pa}$ ;

$p_1$ ——进液腔压力,  $\text{Pa}$ ;

$A_c$ ——缓冲柱塞面积,  $\text{m}^2$ ;

$A_1$ ——进液腔活塞有效面积,  $\text{m}^2$ ;

$L_c$ ——缓冲行程,  $\text{m}$ ;

$F_f$ ——液压缸内摩擦阻力及折算前液压缸上的负载摩擦阻力,  $\text{N}$ ;  $F_f$  与  $u$  相反时取“-”号, 相同时取“+”号;

$m$ ——工作部件质量,  $\text{kg}$ ;  $m = G/g$ ,  $G$  为工作部件重量,  $\text{N}$ ;  $g$  为重力加速度  $\text{m/s}^2$ ;

$u$ ——工作部件速度 (缓冲前的速度, 有时记  $u_0$ ),  $\text{m/s}$ 。

当  $E_1 = E_2$  时, 工作部件的机械能被缓冲腔油液所吸收, 由此可得

$$p_c = \frac{E_2}{A_c L_c} = \frac{1}{A_c L_c} (A_1 p_1 L_c - F_f L_c + \frac{m}{2} u_0^2) \quad (4.7.37)$$

式中  $u_0$ ——缓冲时的最大速度,  $u_0 = u|_{t=0}$ ,  $\text{m/s}$ 。

最大缓冲压力  $p_{c\max}$  发生在缓冲柱塞进入缓冲凹槽瞬间 ( $t=0$ ), 假定最大加速度  $a_{\max} = 2a_c = u_0^2/L_c$ , 则有

$$p_{c\max} = p_c + mu_0^2/(2A_c L_c) \quad (4.7.38)$$

最大缓冲压力  $p_{c\max}$  不应超过液压缸允许工作压力。如果液压缸额定工作压力（设计压力） $p_R < 16\text{MPa}$ ， $p_{c\max} > 1.5p_R$ ，或者  $p_H > 16\text{MPa}$ ， $p_{c\max} > 1.25p_R$ ，则表明液压缸强度不足，应采取必要的改进措施，如降低液压缸额定工作压力  $p_R$ ，或者增大缓冲行程  $L_c$ （增大缓冲时间  $t_c = 2L_c / u_0$ ）。

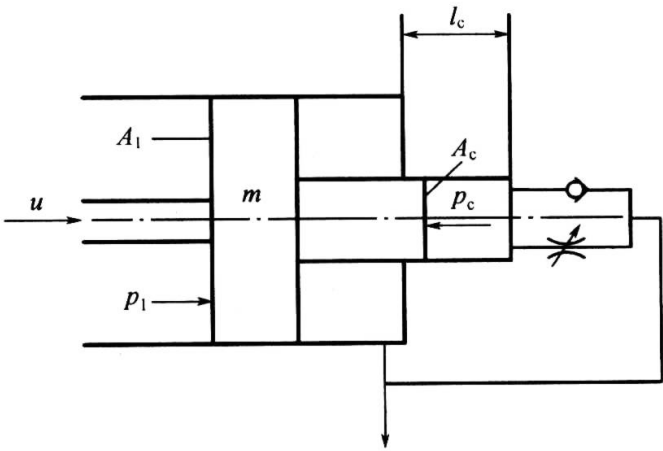


图 4-56 可调式缓冲法构原理图

### 3. 油口设计

油口设计可在缸筒（体）设计时一并考虑，有关油口尺寸可从相应的参考资料中查出，但油口直径  $d = \sqrt{4Q / \pi[\sigma]}$  应进行验算，其中允许流速  $[u]$  可参照如下数据选取；当液压缸设计工作压力  $p_n \leq 2.5\text{MPa}$  时， $[u] = 3\text{m/s}$ ；当  $p_n = (2.5 \sim 10)\text{MPa}$ ， $[u] = (3 \sim 5)\text{m/s}$ ；当  $p_n > 10\text{MPa}$  时， $[u] = (5 \sim 7)\text{m/s}$ 。

油口尺寸较小时，油口采用螺纹连接(GB/T2878-1993)，油口尺寸较大时，采用法兰连接（ISO8163，ISO8137）。

## 本章小结

本章内容在结构上分为液压马达、摆动液压马达和液压缸三部分。

### 1. 液压马达

（1）液压马达的概念、类型、符号及基本参数计算，液压泵—液压马达系统在无流量损失条件的综合计算是本课程常考试的内容之一。

（2）学会应用液压马达的基本工作原理分析各种液压马达的工作原理（密封容积构成、液压转矩分析、供排液方式）；低速大转矩液压马达部分应重点掌握多作用内曲线马达的基本内容。

### 2. 摆动液压马达

主要掌握单双叶片摆动马达的转出转矩和角速度计算。

### 3. 液压缸

（1）液压缸的概念、类型、各类液压缸的基本计算，重点是单杆双作用液压缸的负载—压力、速度—流量的计算。

（2）液压缸的典型结构，重点是单杆双作用液压缸。

(3) 对液压缸的设计做一般了解, 可通过课程设计等进一步熟悉相关内容。

## 思考题

1. 液压马达有哪些具体类型? 能量转换形式有何特点?
2. 液压马达的基本工作条件是什么?
3. 比较轴向柱塞式液压泵与轴向柱塞式液压马达、单(双)作用叶片式泵与单(双)作用叶片式马达、齿轮式液压泵与齿轮式液压马达在结构上有什么相同、相异之处? 同一类型的泵与马达可否互换使用? 说明理由。
4. 分析齿轮式液压马达、叶片式液压马达、轴向柱塞式液压马达工作原理。
5. 分析曲柄连杆式液压马达、五星轮式液压马达和内曲线式液压马达工作原理。
6. 解释概念: 柱塞式液压缸, 活塞式液压缸, 单、双作用式液压缸, 单、双出杆式液压缸、差动液压缸。
7. 液压缸的基本作用及类型是什么?
8. 分析典型液压缸的结构。
9. 分析单杆活塞式双作用液压缸伸出、返回行程时的速度与流量的关系, 负载与工作压力的关系, 并进行比较。
10. 推导摆动液压缸的输出扭矩和角速度计算公式。

## 习题

- 4-1** 液压马达几何排量为  $250\text{mL/r}$ , 入口压力为  $10\text{MPa}$ , 出口压力为  $0.5\text{MPa}$ , 机械效率和容积效率均为  $0.90$ , 若输入流量为  $100\text{L/min}$ , 试求:
- (1) 理论转速和实际(输出)转速; ( $400\text{r/min}$ ,  $360\text{r/min}$ )
  - (2) 理论输出和实际输出扭矩; ( $378\text{N}\cdot\text{m}$ ,  $340\text{N}\cdot\text{m}$ )
  - (3) 输入功率和输出功率。( $16.667\text{kW}$ ,  $12.8\text{kW}$ )
- 4-2** 液压马达进出口压力差为  $5\text{MPa}$  时, 输出扭矩为  $25\text{N}\cdot\text{m}$ , 机械效率和容积效率均为  $0.90$ , 最低转速为  $500\text{r/min}$ , 最高转速为  $2000\text{r/min}$ , 试求
- (1) 几何排量; ( $34.9\text{mL/r}$ )
  - (2) 所需最大和输入输出流量; ( $17.45\text{L/min}$ ,  $69.8\text{L/min}$ )
  - (3) 最大和最小输出功率。( $5.24\text{kW}$ ,  $1.3\text{kW}$ )
- 4-3** 液压马达几何排量为  $50\pi\text{mL/r}$ , 回油压力  $p_{\text{MO}} = 1\text{MPa}$ , 泄漏系数  $\lambda_{\text{M}} = 10^{-5}\text{mL/Pa}\cdot\text{s}$ , 总效率  $\eta_{\text{M}} = 0.81$ ; 当负载扭矩为  $225\text{N}\cdot\text{m}$  时, 输出功率为  $9\text{kW}$ 。试求
- (1) 液压马达输出转速和角速度; ( $382\text{r/min}$ ,  $40\text{rad/s}$ )
  - (2) 液压马达入口油液压力; ( $11.1\text{MPa}$ , 提示: 要解  $\Delta p_{\text{M}}$  的一元二次方程)
  - (3) 液压马达的容积效率和机械效率。( $0.892$ ,  $0.908$ )
- 4-4** 假定液压泵驱动(题 4-3)中的液压马达, 泵—马达之间管路上压力损失为  $1.5\text{MPa}$ , 无流量损失; 泵机械效率为  $0.90$ , 泄漏系数  $\lambda_{\text{B}} = 10^{-5}\text{mL/Pa}\cdot\text{s}$ , 输出扭矩为

164N·m。试求

- (1) 液压泵容积效率; (0.8973)
- (2) 液压泵几何排量; (73.6mL/r)
- (3) 液压泵转速; (1000r/min)
- (4) 液压泵输入功率。(17.174kW)

4-5 定量泵驱动定量马达, 泵—马达之间管路无压力和流量损失, 泵几何排量为 10mL/r, 机械效率为 0.95, 容积效率为 0.90, 出口压力  $p_B=10\text{MPa}$ 。液压马达的几何排量、机械效率、容积效率与泵相同, 液压马达回油压力为大气压力 (即表压为零)。设液压泵转速为 1500r/min, 试求

- (1) 液压泵所需输入功率; (2.632kW)
- (2) 泵—马达之间管道的液压功率; (2.25kW)
- (3) 马达输出转速; (1215r/min)
- (4) 马达输出扭矩; (15.1N·m)
- (5) 马达输出功率。(1.92kW)

4-6 设液压泵和液压马达具有相同几何排量  $q$ 、转速  $n$  和泄漏系数  $\lambda$  ( $q_B=q_M$ ,  $n_B=n_M$ ,  $\lambda_B=\lambda_M$ ), 试求

- (1) 当  $\lambda\Delta p \leq 0.1np$  时,  $n_{Mv}-n_{Bv}<1\%$ ;
- (2) 当  $\eta_{Bv}=0.80$  时,  $\eta_{Mv}=5/6$ ;
- (3) 当  $\eta_{Mv}=0.80$  时,  $\eta_{Bv}=0.75$ ;
- (4) 当两者容积效率之差等于 2% 时, 则下式成立

$$100\lambda\Delta p = (\sqrt{201}+1)nq$$

4-7 双作用叶片式液压马达输出流量为 70L/min 时, 输出扭矩为 46N·m, 输出功率为 4.82kW。设叶片数  $z=12$ , 叶片厚度  $\delta=2.5\text{mm}$ , 叶片宽度  $B$  等于定子短半径  $r$ , 定子长半径  $R=38\text{mm}$ , 机械效率为 0.85, 容积效率为 0.90, 出口压力为大气压。试求

- (1) 液压马达入口压力; (5.4MPa)
- (2) 液压马达输出转速; (1000r/m)
- (3) 几何排量; (63mL/r)
- (4) 叶片宽度。(B=r=33mm)

4-8 液压泵几何排量为 120mL/r, 转速为 1000r/min, 容积效率为 0.95; 液压马达几何排量为 160mL/r, 容积效率为 0.95, 机械效率为 0.80, 泵最高工作压力为 7MPa, 液压泵—液压马达之间管路压力损失相当, 通流面积  $a=27\text{mm}^2$ , 流量系数  $C_d=0.65$  的固定薄壁小孔的压力降 ( $\rho=870\text{kg/m}^3$ )。若液压马达入口压力  $p_M$  与管道损失  $\Delta p$  之和 ( $p_M+\Delta p$ )  $\geq 7\text{MPa}$ , 液压泵部分油液溢流回油箱, 反之全部输向液压马达。设液压马达负载为 61.2N·m。试求

- (1) 液压泵的输出流量; (114L/min, 含溢流阀溢流量)
- (2) 液压马达回液压力为零时的入口压力; (3MPa)
- (3) 液压泵工作压力; (7MPa)
- (4) 液压马达的最大转速, 管道过流能力。(599r/min) ( $Q_{\max}=99.27\text{L/min}$ )

4-9 单叶片摆动式液压马达数据如下: 供液压力  $p_1=2\text{MPa}$ , 回液压力  $p_2=0.5\text{MPa}$ , 供液



流量  $Q = 25\text{L/min}$ ；缸体内径  $D = 240\text{mm}$ ，叶片安装轴直径  $d = 80\text{mm}$ 。设输出轴回转角速度  $\omega = 0.7\text{rad/s}$ ，试求

(1) 叶片宽度；( $B = 93\text{mm}$ )

(2) 输出扭矩。( $T = 1012\text{N}\cdot\text{m}$ )

**4-10** 双叶片摆动式液压马达供液流量  $Q = 4.2 \times 10^{-4}\text{m}^3/\text{s}$ ，工作压力  $p = 5\text{MPa}$ ，回液压力为大气压，输出轴在  $2\text{s}$  内转过  $80^\circ$ 。设缸体内径  $D = 120\text{mm}$ ，叶片安装轴半径  $r = 40\text{mm}$ 。设机械效率  $\eta_M = 0.90$ ，容积效率  $\eta_V = 1$ ，试求

(1) 叶片宽度；( $B = 300\text{mm}$ )

(2) 输出扭矩。( $T = 5400\text{N}\cdot\text{m}$ )

**4-11** 差动连接的单杆活塞式液压缸的无杆腔面积  $A_1 = 50\text{cm}^2$ ，有杆腔面积  $A_2 = 25\text{cm}^2$ ，机械效率  $\eta_M = 0.92$ ，容积效率  $\eta_V = 0.95$ ，负载  $F_L = 27.6\text{kN}$ ，差动时的速度  $u = 95\text{cm/min}$ ，试求

(1) 供液压力；( $12\text{MPa}$ )

(2) 供液流量；( $2.5\text{L/min}$ )

(3) 液压缸输入功率。( $0.5\text{kW}$ )

**4-12** 柱塞缸的柱塞直径  $d = 12\text{cm}$ ，供液压力  $p = 5\text{MPa}$ ，供液流量  $Q = 10\text{L/min}$ 。不计摩擦和泄漏，试确定活塞伸出速度和所驱动的负载。( $u = 88.42\text{cm/min}$ ， $F = 56549\text{N}$ )

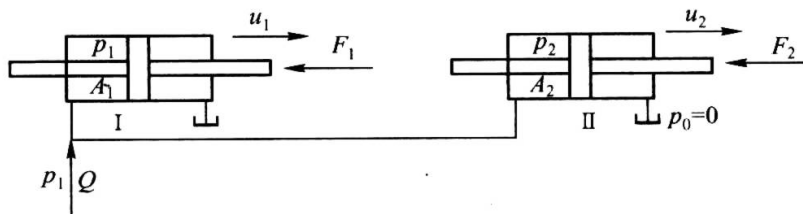
**4-13** 两双杆活塞液压缸并联，如题图 4-13 所示， $A_1$ 、 $A_2$  分别为液压缸 I、II 有效工作面积，它们的负载分别为  $F_1$ 、 $F_2$ 。若液压缸 I、II 的泄漏、摩擦阻力及连接管道之间的压力损失不计，试求

(1) 液压缸 I、II 的工作压力  $p_1$ 、 $p_2$ ；( $p_2 = F_2 / A_2$ ,  $p_1 = p_2 + F_1 / A_1$ )

(2) 液压缸 I、II 的活塞杆运动速度  $u_1$ 、 $u_2$ ；( $u_1 = Q / A_1$ ,  $u_2 = Q / A_2$ )

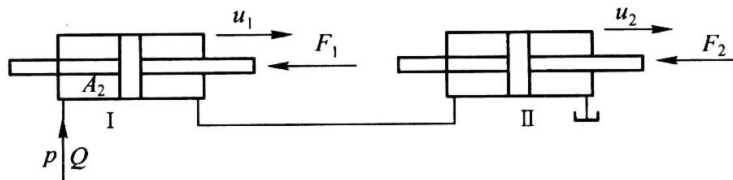
(3) 当  $A_1 = A_2$ ,  $F_1 = F_2$  时，重新考虑上述两个问题。

( $p_1 = 2p_2$ ,  $p_2 = F_2 / A_2 = F_1 / A_1$ ,  $u_1 = 2u_2$ )



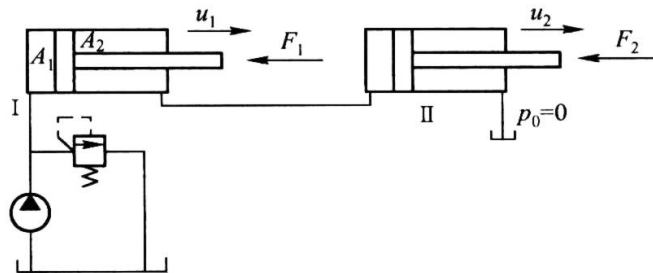
题图 4-13

**4-14** 两双杆活塞式液压缸串联，如题图 4-14 所示，假定  $F_1 \gg F_2$ ， $A_1 = A_2$ ，当液压缸的活塞运动时，确定两液压缸的运动速度  $u_1$ 、 $u_2$  和供油压力  $p$  的大小。( $u_1 = 0$ ， $u_2 = Q / A$ ,  $p = F_2 / A_2$ )



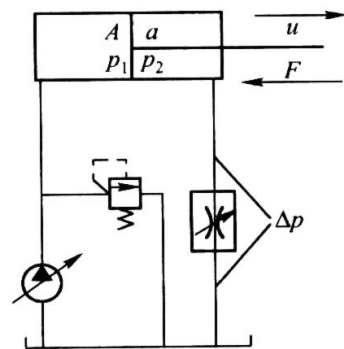
题图 4-14

- 4-15** 两单杆活塞式液压缸串联，如题图 4-15 所示，设它的无杆腔和有杆腔的有效面积分别为  $A_1=100\text{cm}^2$ ， $A_2=80\text{cm}^2$ ，液压泵的 output 压力为  $0.9\text{MPa}$ ，输出流量为  $Q_B=12\text{L/min}$ 。若两液压缸的负载均为  $F$ ，且不计泄漏和摩擦损失等因素，试求
- (1) 推动负载  $F$  的大小；（ $F=5000\text{N}$ ）
  - (2) 两液压缸活塞杆的运动速度  $u_1$ 、 $u_2$ 。（ $u_1=1.2\text{m/min}$ ， $u_2=0.96\text{m/min}$ ）

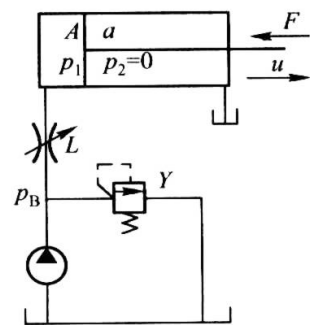


题图 4-15

- 4-16** 变量泵—液压缸系统如题图 4-16 所示，数据如下：液压缸无杆腔面积  $A=100\text{cm}^2$ ，有杆腔面积  $a=50\text{cm}^2$ ，元件  $L$  的压力降  $\Delta p$  即是回油腔压力  $p_2$ ，若负载  $F$  从零到  $F_0$  之间变化，试求
- (1)  $p_2$  是否有可能大于或等于  $p_1$ ；（据  $Ap_1=ap_2+F$  可判定之）
  - (2) 若  $p_1=p_2$  时， $F$  的大小； $F=500p$ ， $p$  中的单位为  $\text{MPa}$
  - (3) 若  $F=0$ ， $p_1=10^7\text{Pa}$ ， $p_2$  的大小。（ $p_2=2p_1=20\text{MPa}$ ）
- 4-17** 液压泵—液压缸系统如题图 4-17 所示。设液压缸机械效率  $\eta_M=0.95$ ，容积效率  $\eta_V=0.94$ ，无杆腔面积  $A=50\text{cm}^2$ ，活塞运动速度为  $94\text{cm/min}$ ，负载  $F=47.5\times 10^3\text{N}$ ，液压缸回油腔压力  $p_0=0$ ，通过元件  $L$  的流量—压力差方程为  $\Delta p_L=4\times 10^4 Q^2$ （其中  $\Delta p$  的单位为  $\text{Pa}$ ， $Q$  单位为  $\text{L/min}$ ），液压泵输出流量为  $7.93\text{L/min}$ ，当流量满足液压缸的工作要求后，多余流量在液压泵工作压力下经元件  $Y$  回油箱。设液压泵的容积效率  $\eta_{Bv}=0.95$ ，机械效率  $\eta_{Bm}=0.90$ ，试求
- (1) 液压缸无杆腔压力；（ $p=10\text{MPa}$ ）
  - (2) 液压缸所需供油量；（ $Q=5\text{L/min}$ ）
  - (3) 液压泵的工作压力  $p_B$ ；（ $p_B=11\text{MPa}$ ）
  - (4) 元件  $L$  消耗的液压功率  $N_L$ ；（ $N_L=83.3\text{W}$ ）
  - (5) 元件  $Y$  消耗的液压功率  $N_Y$ ；（ $N_Y=5327.2\text{W}$ ）
  - (6) 液压泵的输入功率  $N_B$ ；（ $N_B=1.7\text{kW}$ ）
  - (7) 系统的总效率  $\eta$ 。（ $\eta=44\%$ ）



题图 4-16



题图 4-17

- 4-18** 参看题图 4-15, 给定数据如下:  $A_1 = 50\text{cm}^2$ ,  $A_2 = 25\text{cm}^2$ , 液压缸是理想的, 供油液压泵为齿轮泵, 转速  $n_B = 1000\text{r/min}$ , 输出流量  $Q_B = 40\text{L/min}$ , 输出压力  $p_B = 60 \times 10^5\text{Pa}$ , 容积效率  $\eta_{Bv} = 0.90$ , 机械效率  $\eta_{Bm} = 0.89$ , 齿数  $z = 10$ , 齿宽  $B = 44.2\text{mm}$ 。假定齿轮泵在其工作压力下降将全部输出流量均匀输入到液压缸, 试求
- (1) 液压缸所驱动的负载  $F$  的大小; ( $F = 2 \times 10^4\text{N}$ )
  - (2) 液压缸 I、II 的活塞运动速度  $u_1$ 、 $u_2$ ; ( $u_1 = 8\text{m/min}$ ,  $u_2 = 4\text{m/min}$ )
  - (3) 齿轮泵齿轮的模数  $m$ ; ( $m = 4\text{mm}$ )
  - (4) 齿轮泵的输入功率  $P_{Bi}$ 。( $P_{Bi} = 5\text{kW}$ )
- 4-19** 拟设计一双作用单杆活塞式液压缸, 要求快进时为差动连接, 快进和快退 (液压油入有杆腔) 时速度均为  $6\text{m/min}$ , 工进时 (液压油入无杆腔, 非差动连接) 可驱动的负载  $F = 25 \times 10^3\text{N}$ , 回油腔压力为  $2 \times 10^5\text{Pa}$ 。若采用额定压力为  $63 \times 10^5\text{Pa}$ 、额定流量为  $25\text{L/min}$  的液压泵, 试求
- (1) 活塞及活塞杆的直径; ( $D = 100\text{mm}$ ,  $d = 70\text{mm}$ )
  - (2) 缸筒的壁厚 (假定材料为 45 号钢); ( $\delta > 2\text{mm}$ )
  - (3) 校核液压缸的稳定性 (假定安装长度  $L = 1.5\text{m}$ , 缸筒固定, 活塞杆铰接)。
- 4-20** 欲设计以单杆活塞式液压缸, 已知外负载  $F = 2 \times 10^4\text{N}$ , 其他摩擦力  $F_f = 1200\text{N}$ , 液压缸工作压力拟采用  $60 \times 10^5\text{Pa}$ 。
- (1) 试选定液压缸内径 (取系列尺寸); (可取  $D = 80\text{mm}$ )
  - (2) 若活塞最大运动速度为  $4\text{cm/s}$ , 系统有 10% 的泄漏量, 选定液压泵的流量; (液压泵的输入流量不小于  $13.5\text{L/min}$ )
  - (3) 若从液压泵到液压缸的压力损失  $\Delta p = 2 \times 10^5\text{Pa}$ , 液压泵的总效率为 0.90, 计算液压泵所需的最小输入功率。(输入功率不小于  $1.55\text{kW}$ )

## 第5章 辅助元件

在液压系统中，除液压泵、液压马达、液压缸和控制阀等基本元件外，还有许多辅助元件，如管道（油管）和管接头、油箱、冷却器和加热器、滤油器、蓄能器和密封件等。从液压传动的工作原理来看，这些元件起辅助作用，但从保证液压系统完成传递力和运动的任务来看，却是非常重要的。它们对系统的正常工作、工作效率、使用寿命等影响极大。因此，在设计、制造和使用液压设备时，对辅助元件必须予以足够的重视。

### 5.1 油管及管接头

在液压系统中，油管和管接头的作用是将液压元件连接起来，以保证工作介质的循环流动并进行能量转换和传递，因此要求油管在油液传输过程中压力损失小、无泄漏、有足够的强度及装配维修方便等。

为保证油管的压力损失较小，油管和管接头必须有足够的通流面积，使油液在管内的流动速度不致过大，且要求长度尽量短，管壁光滑，尽可能避免通流断面的突变及液流方向急剧变化。

#### 5.1.1 油管

##### 1. 油管的材质和类型

油管的种类有无缝钢管、有缝钢管、耐油橡胶软管、紫铜管、尼龙管和塑料管等。油管材料是依据液压系统各部位的压力、工作要求和各部件间的位置关系等选择的。各种材料的油管特性及适用范围如下：

##### 1) 无缝钢管

装配时不易弯曲，但装配后能长久地保持原形，所以在中压、高压系统中得到广泛应用。无缝钢管有冷拔和热轧两种。冷拔管的外径尺寸精确，质地均匀，强度高。一般多选用10号、15号冷拔无缝钢管。前者适用于压力小于8MPa的系统，后者适用于压力大于8MPa的系统。吸油管和回油管等低压管路，允许采用有缝钢管，其最高工作压力不大于1MPa。

##### 2) 橡胶软管

可用于有相对运动的部件间的连接，能吸收液压系统的冲击和振动，装配方便。但软管制造困难，寿命短、成本高，固定连接时一般不采用。橡胶软管分为高压软管和低压软管两种，高压软管用夹有钢丝的耐油橡胶制成。钢丝有缠绕和交叉编织两种，一般有2~3层。钢丝层数越多，管径越小，耐压力越高，最高使用压力可达35MPa~40MPa。低压软管是由夹有帆布的耐油橡胶制成，适用于工作压力小于1.5MPa的场合。

##### 3) 紫铜管

容易弯曲成所需的形状，安装方便，且管壁光滑，摩擦阻力小。但耐压能力低，抗振

能力弱，只适于中压、低压油路（一般不大于 6.3 MPa）。由于铜和油液接触时能加速油液氧化，且铜材较缺，故应尽量不用或少用铜管。通常只限于用做仪表和控制装置的小直径油管。

4) 耐油塑料管

价格便宜，装配方便，但耐压能力低，使用压力一般不大于 0.5 MPa。可用于某些回油管和泄漏油管。

5) 尼龙管

可用于中压、低压油路，有些尼龙管的使用压力可达 8 MPa。

2. 油管内径的确定

油管的内径  $d$  可根据通过的流量和允许流速来确定：

$$d = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi u}} \tag{5.1.1}$$

式中  $Q$ ——通过油管的流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；  
 $u$ ——油管中的允许流速， $\text{m/s}$ ；对吸油管可取为  $(0.6\sim1.5)\text{ m/s}$ ，流量大时，可取较大值；对压力油管可取为  $(3\sim6)\text{ m/s}$ ，当系统压力较高、流量较大和管道较短时可取较大值，反之取较小值；对回油管可取为  $(1.5\sim2.5)\text{ m/s}$ ；对短管道及局部收缩处可取为  $(5\sim8)\text{ m/s}$ 。

3. 管壁厚度的确定

为保证油管的强度，钢管或铜管的壁厚  $\delta$  可按下式计算：

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} \tag{5.1.2}$$

式中  $p$ ——油管内油液的工作压力， $\text{Pa}$ ；  
 $d$ ——油管内径， $\text{m}$ ；  
 $[\sigma]$ ——许用应力， $\text{Pa}$ 。  
对于钢管

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \tag{5.1.3}$$

式中  $\sigma_b$ ——抗拉强度， $\text{Pa}$ ；  
 $n$ ——安全系数。当  $p < 7\text{MPa}$  时取  $n = 8$ ；当  $p < 17.5\text{MPa}$  时取  $n = 6$ ；当  $p > 17.5\text{MPa}$  时取  $n = 4$ 。

在计算出油管的尺寸后，应按标准选取相应的油管。在选用油管时可参照表 5-1。

表 5-1 钢管公称通径、外径、壁厚、连接螺纹及推荐流量

公称通径 $d$		钢管外径/mm	管接头连接螺 纹/mm	管道壁厚/mm					推荐管路通过流量 (L/min)
				公称压力/MPa					
mm	in			$\leq 2.5$	$\leq 8$	$\leq 16$	$\leq 25$	$\leq 32$	
3		6		1	1	1	1	1.4	0.03
4		8		1	1	1	1.4	1.4	2.5
5;6	1/8	10	M10×1	1	1	1	1.6	1.6	6.3
8	1/4	14	M14×1.5	1	1	1.6	2	2	25



(续)

公称通径 $d$		钢管外径/mm	管接头连接螺 纹/mm	管道壁厚/mm					推荐管路通过流量 (L/min)
				公称压力/MPa					
				$\leq 2.5$	$\leq 8$	$\leq 16$	$\leq 25$	$\leq 32$	
mm	in								
10;12	3/8	18	M18×1.5	1	1.6	1.6	2	2.5	40
15	1/2	22	M22×1.5	1.6	1.6	2	2.5	3	63
20	3/4	28	M27×2	1.6	2	2.5	3.5	4	100
25	1	34	M33×2	2	2	3	4.5	5	160
32	1 1/2	42	M42×2	2	2.5	4	5	6	250
40	1 1/2	50	M48×2	2.5	3	4.5	5.5	7	400
50	2	63	M60×2	3	3.5	5	6.5	8.5	630
65	2 1/2	75		3.5	4	6	8	10	1000
80	3	90		4	5	7	10	12	1250
100	4	120		5	6	8.5			2500

注：压力管道推荐用 10 号、15 号冷拔无缝钢管（GB3693—1983），在  $p > (8 \sim 32)$  MPa 时，选用 15 号钢，对卡套式管接头用管，采用高级精度冷拔钢管，焊接式接头用管，采用普通级精度的钢管。管路的公称通径系指管道的名义内径。

对于高压胶管，在计算出油管内径  $d$  和已知工作压力后，即可按标准选用。高压钢丝编织胶管的公称内径、外径和工作压力见表 5-2。胶管试验压力为工作压力的 1.25 倍。厂家是按安全系数  $n=3$  确定工作压力的。安全系数  $n$  等于爆破压力与工作压力之比。选用钢丝编织胶管时，应根据不同工况取不同的安全系数，如对负载稳定、不常使用的试验台，可取  $n=2.5$ ；使用频繁、经常弯扭者，可取  $n=5$ 。一般情况下，取  $n=3 \sim 5$  是可行的。在使用中需要注意，液压系统的工作压力不得超过胶管的工作压力，若系统中存在冲击压力，则最高冲击压力不得超过胶管的试验压力。

表 5-2 钢丝编织胶管

公称内径 /mm	外径/mm			工 作 压 力		
	一层钢丝	二层钢丝	三层钢丝	一层钢丝	二层钢丝	三层钢丝
6	17	19		18	28	
8	19	21		17	25	
10	21	24	25	15	23	28
13	24	27	28	14	22	25
16	27	30	31	11	17	21
19	30	33	34	10	15	18
22	33	36	37	8	13	16
25	37	40	41	6	11	14
32	44	47	48		9	11
38		53	54		8	10
45		60	61		8	9
51		66	67		6	8

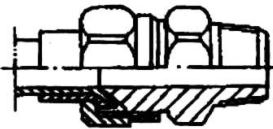
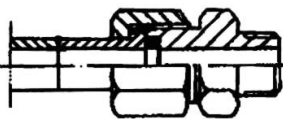
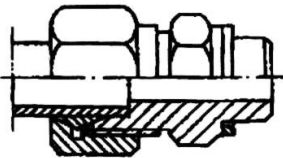
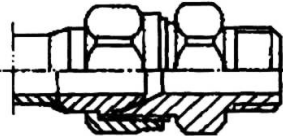
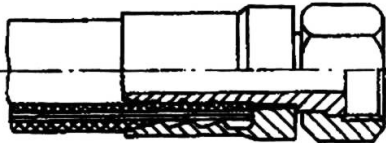
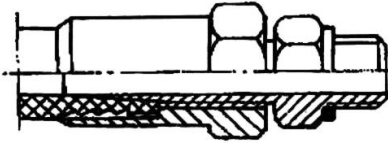
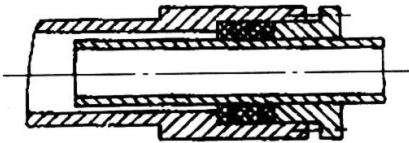
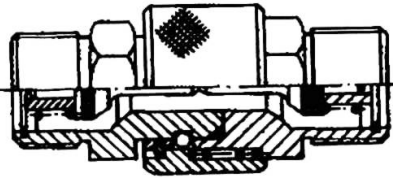
注：胶管爆破压力为工作压力的 3 倍

5.1.2 管接头

管接头是油管与油管、油管与液压件之间的可拆装连接件。它应满足拆装方便、连接牢固、密封可靠、外形尺寸小、通流能力大、压力损失小及工艺性好等要求。

管接头的种类很多，其规格、品种可查阅有关技术手册。液压系统中油管与管接头的常见连接方式见表 5-3。管路旋入用的连接螺纹采用国家标准米制锥螺纹（ZM）和普通细牙螺纹（M）。前者靠自身锥体旋紧并采用聚四氟乙烯密封，广泛应用于中压、低压液压系统；后者密封性能好，常用于高压系统，但要采用组合垫圈或 O 形密封圈进行端面密封，有时也可采用紫铜垫密封。

表 5-3 管接头的类型和特点

类 型	结 构 图	特 点
扩口式管接头		利用管道端部扩口进行密封，不需要其他密封件。适用于薄壁管件和压力较低的情况
焊接式管接头		把接头与钢管焊接在一起，端口用 O 形密封圈密封。对管道尺寸精度要求不高。工作压力可达 31.5MPa
卡套式管接头		利用卡套的变形卡住管道并进行密封。轴向尺寸控制不严格，易于安装。工作压力可达到 31.5MPa，但对于管道外径及卡套制作精度要求高
球形管接头		利用球面进行密封，不需要其他密封件，但对球面和锥面加工精度有一定要求
(软管) 扣压式管接头		管接头由接头外套和接头芯组成，软管装好后再用模具扣压，使软管得到一定的压缩量。此中结构具有较好的抗拔脱和密封性能
(软管) 可拆装式管接头		在外套和接头芯上做成六角形，便于经常拆装软管。适用于维修和小批量生产。这种结构拆装比较费力，只用于小管径连接
伸缩式管接头		接头由内管和外管组成，内管可在外管内自由滑动，并用密封圈密封。内管外径必须进行精密加工。适用于连接两元件有相对直线运动的管道
快速管接头		管子拆开后可自行密封，管道内的油液不会流失，因此适用于经常拆装的场合

液压系统的泄漏多出现在管接头外，因此对管材的选用、接头形式的确定（包括接头设计、垫圈、密封、箍套、防漏涂料的选用等）、管路系统的设计（包括弯管设计、管道支承点和支承形式的选择）及管道安装（包括正确的运输、储存、清洗、组装等）都要谨慎从事。

国外对管道材质、接头形式和连接方法的研究投入较大。近来出现的一种用特殊镍钛合金制造的管接头，它可使低温下受力后发生的形变在升温时消除，即把管接头放入液态氮中用芯棒扩大其内径，然后取出迅速套在管端上，可使之在常温下得到牢固紧密地结合。这种“热缩”式连接方式正在航空和其他的一些加工行业中得到应用，并可保证在压力为 (40~55) MPa 时不发生泄漏，这是十分值得关注的研究方向。

5.1.3 管路安装与布置

对于硬管的安装布置应注意以下几点：

(1) 两固定点之间的直管连接，要避免直接拉紧直管，要有一个松弯部分，硬管的正确安装见图 5-1，这不仅便于安装，也不会因热胀冷缩造成严重的拉应力。

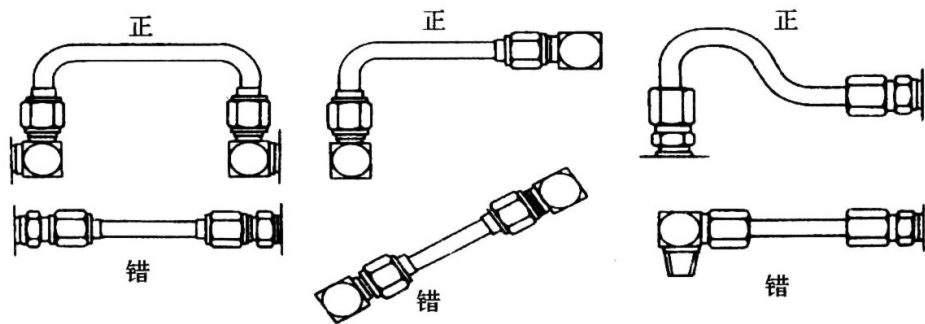


图 5-1 硬管正确连接示意图

(2) 管道的弯曲半径尽可能大些，其最小弯曲半径  $R_{min}$  应大于管外径  $d$  的 2.5 倍 ( $R_{min} > 2.5d$ )，管端不宜有弯曲半径，应留出部分直管，其长度应为管接头螺母高的 2 倍以上。

(3) 管路安装连接必须牢固坚实，当管路较长时，须加适当支承，在有弯曲的管路中，弯曲两端的直管处要加支承管夹固定。

对于软管安装应注意以下几点：

(1) 软管两端不应把软管拉直，应有些松弛，如图 5-2 所示，在压力作用下，软管长度会有变化，变化幅度为 -4%~+2%。

(2) 软管连接不能扭曲，如图 5-3 所示，因在高压作用下有扭直趋势，会使接头螺母旋松，严重时软管会在应变点破裂。

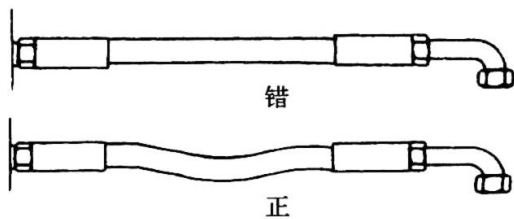


图 5-2 软管连接应松弛

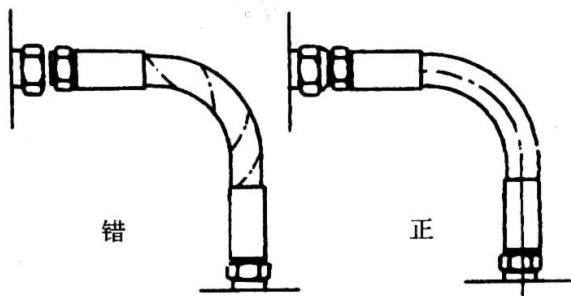


图 5-3 软管连接不能扭曲

(3) 软管的安装连接，无论是在自然状态下还是在运动状态中，其弯曲半径不能小于制造厂家规定的最小值，如图 5-4 所示，软管的弯曲半径应远离软管接头，最短距离  $A$  应大于其外径的 1.5 倍（图 5-4）。

(4) 软管连接时要留合适长度，要使其弯曲部位有较大的弯曲半径，如图 5-5 所示。

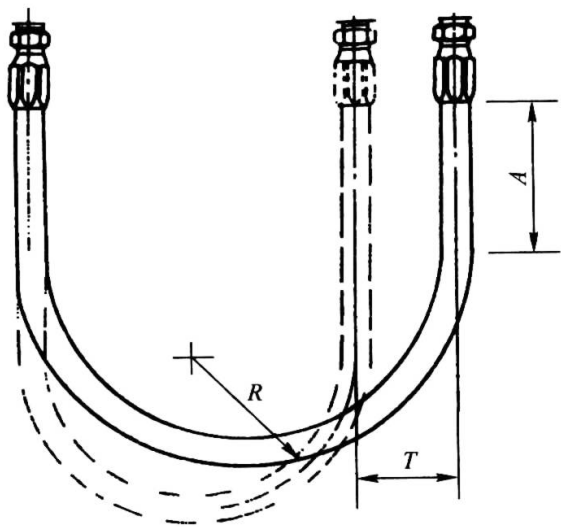


图 5-4 按最大运动距离计算弯管曲率半径  $R$

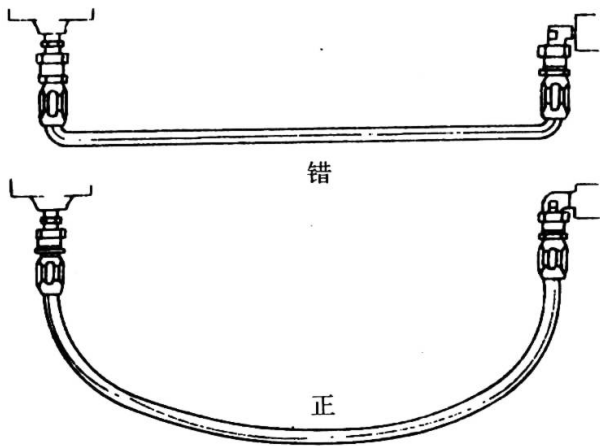


图 5-5 弯管曲率部位应当有合适长度

(5) 选择合适的软管接头和正确使用管夹，以减少弯管的弯曲和扭曲，避免软管的附加应力，如图 5-6、图 5-7 所示。

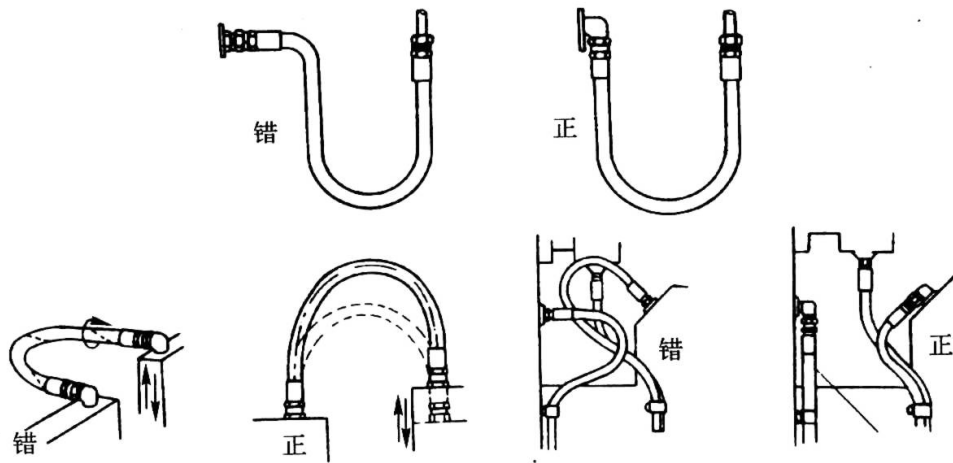


图 5-6 软管接头要选用合适

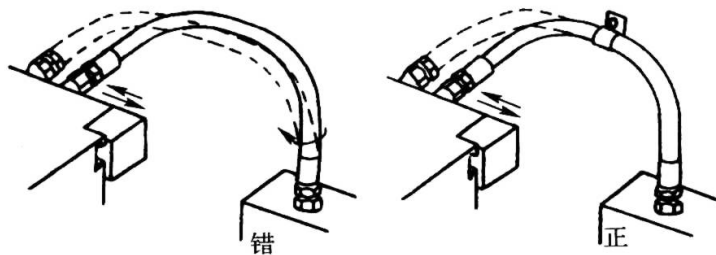


图 5-7 用管夹固定软管避免弯曲

(6) 尽可能避免软管之间或与相邻物体之间的接触摩擦，如图 5-8、图 5-9 所示。

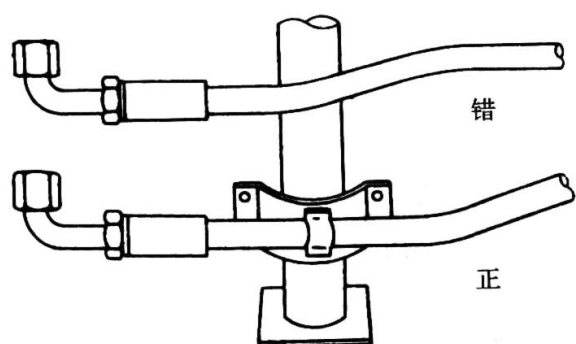


图 5-8 防止软管接触其他物体

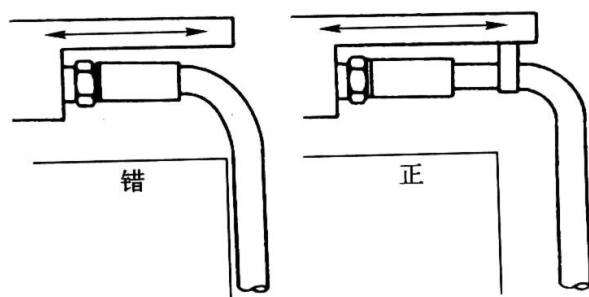


图 5-9 软管应远离其他物体以减少摩擦

## 5.2 油 箱

### 5.2.1 油箱功用和要求

油箱的用途主要是存储油液，此外还起到散热、逸出混在油中空气、沉淀油液中污物等作用，有时还兼作液压元件安装台，所以油箱的容量和结构应满足以下要求：

(1) 具有足够的容量，以满足液压系统对油量的要求。同时当系统工作时，油面应保持一定的高度，当系统停止工作或检修时，应容纳下返回的油液。

(2) 能分离出油液中的空气和杂质，并能散发出液压系统工作过程中产生的热量，使油液温度不超过容许值。

(3) 油箱上部应适当地透气，以保证液压泵正常吸油。

(4) 便于油箱中的元件和附件的安装与更换。

(5) 便于装油和排油。

油箱的散热是决定油箱容量、结构的主要因素。

油箱中的热量是经过油与油、油与金属、金属与空气的接触而传导到低温的大气中去的。在散热过程中油与油之间的导热性最差，是散热的主要矛盾。单纯依靠增大油箱容积提高散热效果是不显著的。为了加快散热速度，应使油箱中的油液不断流动，使热油与箱壁充分接触。

### 5.2.2 油箱的分类和结构

按油箱内液面是否与大气相通可分为开式油箱和闭式油箱（充气式），按是否与整机合为一体可分为整体式（电机和液压泵多在油箱上部）和分离式。

开式油箱为常见油箱，结构图如图 5-10 所示。它一般为钢板焊接而成，形式可依总体布置决定。根据使用要求，油箱结构设计时应注意以下几点：

(1) 吸油管和回油管距离应尽量远，吸油侧和回油侧要用隔板隔开，以增大油箱内油液循环的距离，这样有利于油液的冷却和油液中的气泡溢出，并使杂质沉淀在回油管一侧。隔板的高度约为油面高度的  $3/4$ 。

吸油管离油箱底部的距离应不小于管径的 2 倍，距箱边应不小于管径的 3 倍，以使回、吸油畅通（吸油管口要设置网式滤油器，通油能力为液压泵流量的两倍以上）。回油管口必须浸入最低油面之下，以避免回油将空气带入油液中。回油管距油箱的底面也不应



小于管径的两倍，管端切成 45° 角，以增大排油口面积。安装时排油口应面向箱壁，提高散热能力。

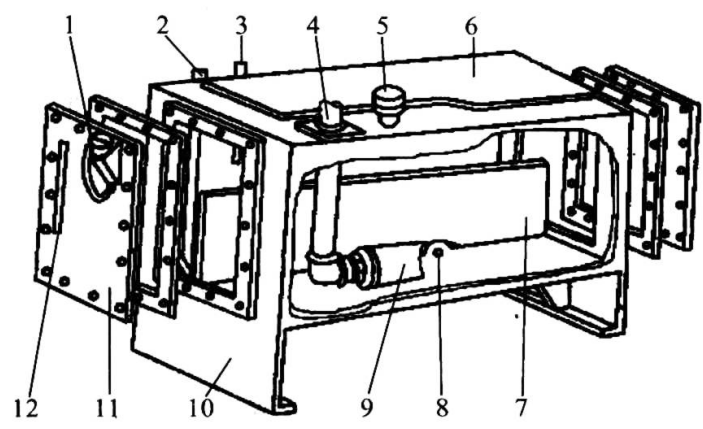


图 5-10 开式油箱的结构

1—回油管；2—排油管；3—吸油管；4—空气滤清器；5—安装台；  
6—隔板；7—放油孔；8—粗滤器；9—清除用侧板；10—油面计；11—注油口。

(2) 油箱上的盖板及油管进、出口要加密封装置，注油口应有滤油网。密封的油箱应有通气孔，以使在通常情况下油箱内的压力保持为大气压。

(3) 油箱应便于维修和清洗。为了便于放油，油箱的底面应有适当斜度，并应设置放油塞或放油阀。在油箱侧壁易见处设置油位指示器。必要时还应设有温度计。

(4) 油箱内壁需用耐油涂料涂漆，用以防锈和防凝水。

5.2.3 油箱容积计算

油箱的容积是根据液压系统的散热要求确定的。在不设冷却器的液压系统中，当油箱的尺寸比（长：宽：高）为 1：（1~2）：（1~3）时，油箱的有效容积可按下式近似计算：

$$V = 8 \times 10^{-4} \times \sqrt{\frac{H}{T_{\max} - T_0}} \tag{5.2.1}$$

式中  $H$  ——单位时间系统的总发热量，W；  
 $T_{\max}$  ——系统达到热平衡时的油温，℃；  
 $T_0$  ——环境温度，℃。

油箱的有效容积与油箱的散热面积之间的关系，可近似用下式表示：

$$A = 0.065 \sqrt{V^3} \tag{5.2.2}$$

式中  $A$  ——油箱散热面积，m<sup>2</sup>，  
 $V$  ——油箱有效容积，L。

式（5.2.2）仅适用于油箱中的油面高度为油箱高度的 0.8 时的场合。油箱的设计容积应为计算容积的 1.2 倍。

另外油箱的容积  $V$ （单位为 L）也通常采用经验估算法，根据系统的工作压力和液压泵的流量  $Q_B$ （L/min）选择  $V$ ，具体如下：

当系统较简单、压力较低、液压泵的流量较大时

$$V = (2 \sim 3) Q_B \tag{5.2.3}$$

当系统较复杂、压力较高（中压），液压泵的流量较小时

$$V = (4 \sim 6)Q_B \quad (5.2.4)$$

在高压系统中

$$V = (5 \sim 7)Q_B \quad (5.2.5)$$

### 5.2.4 油箱附件

#### 1. 液位温度计

油箱必须安装液位温度计，以观察油箱液面的最高和最低液位及温度，如图 5-11 所示，液位温度计的规格（两孔间的安装距离）应根据油箱液面设计高度选择。

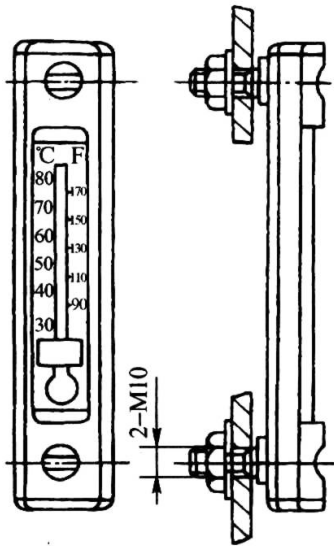


图 5-11 液位温度计

#### 2. 空气过滤器

空气过滤器亦称滤清器，其作用是保持油箱液面与大气相通，并过滤掉空气中的灰尘、水分等有害物，并可通过它向油箱注入油液。空气过滤器通常垂直安装在箱盖上，型号有多种，其流量应大于液压系统最大流量的 1.5 倍，过滤精度应视要求而定。

## 5.3 滤油器

液压系统使用的油液中会含有各种杂质。这些杂质可引起运动零件表面划伤，加速零件的磨损、使寿命降低，同时杂质还会堵塞节流口和阻尼孔等缝隙以及引起滑阀卡死等，造成工作部件的运动不稳定、动作失调等故障。严重的会使液压系统无法工作。因此为保持油液的清洁对油液进行过滤是十分重要的。

### 5.3.1 功用和要求

#### 1. 滤油器功用

液压系统的油液不可避免地混入各种杂质。其来源大致如下：初始就残留在液压系统中的杂质，如铁屑、焊渣、铸砂、油漆皮及清洗时残留的棉纱屑等；外界进入液压系统的杂质，如从加油口、防尘圈等处进入的灰尘；油液在运输过程中从空气和运输设备中混入的杂质等；工作过程中产生的杂质，如密封材料受液压作用形成的碎片，运动副磨损产生的金属

粉尘，油液在高温下经化学作用产生的酸类、胶状物、沥青质、炭渣等及密封材料、橡胶软管、容器内壁涂料等在油液中熔解形成的固体杂质等。

液压系统不允许液压油中含有超过限度的固体颗粒和不溶性污染物。因为这些杂质可使运动零件表面划伤，造成内部泄漏增大，从而效率降低，发热增加；这些杂质还可以使阀芯卡死，使节流小孔和缝隙堵死，润滑表面破坏，引起液压系统故障。据统计，液压系统的故障 70%是由于油液的污染直接或间接造成的。保持油液的清洁度是保障液压系统正常工作的同义语。

除油箱可以沉淀析出一部分大颗粒固体杂质外，清除油液中杂质的最有效办法就是采用滤油器。

2. 对滤油器的要求

滤油器的种类很多，对它们的基本要求是：对于一般液压系统在选择滤油器时，应考虑使油液中杂质的颗粒尺寸小于液压元件缝隙尺寸；对于随动液压系统，则应选择过滤精度很高的滤油器。对过滤油器的一般要求如下：

- (1) 有足够的过滤精度，即能阻挡一定大小的杂质颗粒。
- (2) 通油性能好。即当油液通过时，在产生一定压降的情况下，单位过滤面积通过的油量要大，安装在液压泵吸入口的滤网，其过滤能力一般应为液压泵容量的 2 倍以上。
- (3) 过滤材料应有一定的机械强度，不致因受油的压力而损坏。
- (4) 在一定的温度下，应有良好的抗腐蚀性和足够的寿命。
- (5) 清洗维修方便，容易更换过滤材料。

此外对油液的过滤精度的要求与系统的压力有关。表 5-4 列出了油液的过滤精度与压力的关系，可供参考。

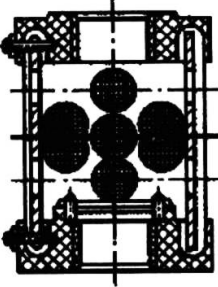
表 5-4 油的过滤精度与压力的关系

系统类别	非 随 动 系 统			随动系动
压力 $P/\text{MPa}$	$<7$	$>7$	35	21
颗粒大小/mm	$\leq 0.025\sim 0.05$	$<0.025$	$<0.01$	$<0.005$

5.3.2 滤油器的类型

滤油器通常是按滤油器的结构形式分类的。常见滤油器结构简图和特点见表 5-5。

表 5-5 常见的滤油器及结构图和特点

名 称	结 构 简 图	特 点 及 说 明
网式滤油器		<p>(1) 过滤精度与铜丝网层数及网孔大小有关。常安装在泵的吸油管上。</p> <p>(2) 压力损失不超过 <math>0.04\times 10^5\text{ Pa}</math>。</p> <p>(3) 结构简单，通流能力大，清洗方便，但过滤精度低</p>

(续)

名 称	结 构 简 图	特 点 及 说 明
线隙式滤油器		(1) 滤芯由绕在芯架上的一层金属线组成，依靠线间微小间隙来挡住油液中杂质的通过。 (2) 压力损失约为 $(0.3 \sim 0.6) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。 (3) 结构简单，通流能力大，过滤精度高，但滤芯材料强度低，不易清洗。 (4) 用于低压管道中，当在液压泵吸油管上时，它的流量规格应选得比泵为大
纸芯式滤油器		(1) 结构与线隙式相同，但滤芯为平纹或波纹的酚醛树脂或木浆微孔滤纸制成的纸芯。为了增大过滤面积，纸芯常制成折叠式。 (2) 压力损失约为 $(0.1 \sim 0.4) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。 (3) 过滤精度高，但堵塞后无法清洗，必须更换纸芯。 (4) 通常用于精过滤
烧结式滤油器		(1) 滤芯由金属粉末烧结而成，利用金属颗粒间的微孔来挡住油中杂质通过。改变金属粉末的颗粒大小，就可以制成不同过滤精度的滤芯。 (2) 压力损失约为 $(0.2 \sim 2) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。 (3) 过滤精度高，滤芯能承受高压，但金属颗粒易脱落，堵塞后不易清洗。 (4) 适用于精过滤
磁性滤油器		(1) 滤芯由永久磁铁制成，能吸住油液中的铁屑、铁粉或带磁性的材料。 (2) 常与其他形式滤芯合成起来制成复合式滤油器

另一种分类方式是按过滤机理分类，有表面型、深度型和吸附型 3 种。简要说明如下：

1. 表面型滤油器

其过滤作用是由几何面实现的。滤芯材料有均匀的标定小孔，可滤去比小孔尺寸大的杂质，小于通孔尺寸的颗粒则通过滤芯到下游。滤除的杂质被截留在滤芯元件靠油液上游的一面。网式滤油器和线隙式滤油器属于表面型滤油器。

2. 深度型滤油器

该种滤芯材料为多孔可透性材料，内部有曲折迂回的通道。大于表面孔径的颗粒被截在滤芯表面；较小的杂质颗粒进入滤芯内部通道时，一部分沉淀在通道的凸凹不平处，其余的达到下游。深度型滤油器的过滤作用具有更大的随机性。纸芯或烧结式及各种纤维制品等属于这种类型。

### 3. 吸附型滤油器

主要是磁性滤油器。上游含有杂质颗粒的油液经过磁性滤芯时，磁性杂质颗粒被吸附在滤芯表面上。流出下游油液变成较清洁的油液。

### 5.3.3 滤油器的主要性能指标

滤油器的主要性能指标或性能参数有：过滤精度、压降特性、纳垢容量、工作压力等。

#### 1. 过滤精度

滤油器对不同尺寸的污染颗粒的滤除能力是用过滤精度评价的。目前国内尚无统一标准，常见评价指标为绝对过滤精度、过滤比率和过滤效率。

能通过滤芯的最大坚硬球形颗粒尺寸称该滤油器的绝对过滤精度。它反映了过滤材料中最大通孔尺寸，以 $\mu\text{m}$ 表示。

过滤比 $\beta$ 是指滤油器上游单位液体体积中大于某给定尺寸的颗粒数与下游单位液体体积中大于同一尺寸的颗粒数之比。对于某一尺寸 $x$ 的颗粒来说，其过滤比 $\beta_x$ 的表达式为

$$\beta_x = \frac{N_u}{N_d} \quad (5.3.1)$$

式中  $N_u$ ——上游单位体积油液中尺寸（直径）大于 $x$ 的颗粒数；

$N_d$ ——下游单位体积油液中尺寸（直径）大于 $x$ 的颗粒数。

式（5.3.1）中 $\beta_x$ 的值越大，过滤精度越高。当过滤比 $\beta_x = 75$ 时， $x$ 即被认为是绝对过滤精度。当过滤比 $\beta_x = 2$ 时，则称 $x$ 为平均过滤精度。 $\beta_x$ 确切地反映了滤油器对不同尺寸的颗粒的过滤能力，它被国际标准化组织 ISO 采纳作为评定滤油器过滤精度的性能指标。目前用尺寸为 $10\mu\text{m}$ 的颗粒过滤比 $\beta_{10}$ 作为评定滤油器过滤精度的标准。

过滤效率 $\varphi_x$ 是上游、下游颗粒数之差（ $N_u - N_d$ ）与上游颗粒数 $N_u$ 的比值，即

$$\varphi_x = \frac{N_u - N_d}{N_u} = 1 - \frac{1}{\beta_x} \quad (5.3.2)$$

#### 2. 压降特性

回路中的滤油器对于油液的流动产生一定的阻力，或者说油液流经滤油器必然产生压力降。压降特性即滤油器两端压力降 $\Delta p$ 与通过它的流量 $Q$ 、液体的黏度 $\mu$ 、滤芯尺寸等因素的关系。一般来说，在滤芯尺寸和流量一定的情况下，滤芯的过滤精度愈高，则压力降愈大；在流量一定的情况下，滤芯的有效面积愈大，则压力降愈小；油液的黏度愈大，则压力降愈大。另外随着工作时间的延长，滤芯逐渐被污垢堵塞，会使压降变大。达到一定时间后，压降就会急剧增大，以致使滤芯损坏，这时要及时更换滤芯。

滤芯所允许的最大压力降以不使滤芯元件发生结构性破坏为原则。常见滤油器的允许压力降可参看表 5-5。

#### 3. 纳垢容量和过滤能力

纳垢容量是指滤油器压力降达到规定的最大允许值时可以滤除并容纳的污物的总质量（以 g 计）。滤油器的纳垢容量愈大，其使用寿命愈长，所以它是反映滤油器寿命的重要指标。一般来说，滤芯尺寸愈大，即过滤面积愈大，纳垢容量愈大，寿命愈长。

过滤能力是指在一定压力差下允许通过的最大流量。滤油器在液压系统中的位置不同，对过滤能力的要求也不同。在泵的吸液口过滤能力应为泵额定的流量的两倍以上；在一



般压力管路和回液管路中，其过滤能力只要达到管路中最大流量即可。

滤油器的过滤能力  $Q$  可用下式计算

$$Q = \frac{KA\Delta p}{\mu} \tag{5.3.3}$$

式中  $\Delta p$  ——滤油器允许压力降，Pa；

$A$  ——滤油器有效过滤面积，即滤芯上工作液体的过流断面面积， $m^2$ ；

$\mu$  ——油液动力黏度， $Pa \cdot s$ ；

$K$  ——滤芯通油能力系数， $m$ ； $K$  的大小取决于滤芯的结构与材料，常用的  $K$  值为：网式滤芯的  $K = 0.17m$ ；纸质滤芯的  $K = 0.06m$ ；烧结滤芯的  $K = 0.104D^2/\delta m$ ，其中  $D$  为烧结颗粒平均直径， $m$ ； $\delta$  为滤芯直径， $m$ ； $D, \delta$  可从有关手册中查出。

### 5.3.4 滤油器的选用

滤油器按其过滤精度不同可分为粗滤油器、普通滤油器、精密滤油器和特精滤油器 4 种，它们可分别过滤大于  $100\mu m$ 、 $(10 \sim 100)\mu m$ 、 $(5 \sim 10)\mu m$  和  $(1 \sim 5)\mu m$  的杂质颗粒。

选择滤油器时应满足如下要求：

- (1) 过滤精度满足预定要求（可见表 5-4）；
- (2) 在较长时间内保持足够强度；
- (3) 滤芯有足够的强度；
- (4) 滤芯抗腐蚀性能好；
- (5) 滤芯更换与清洗方便。

因此滤油器应根据液压系统的技术要求，按过滤精度、通流能力、工作压力、油液黏度、工作温度等条件选择其型号。

### 5.3.5 滤油器的安装位置

滤油器在液压系统中安装位置一般有 5 种（见图 5-12），具体情况如下：

#### 1. 安装在液压泵吸油口（见图 5-12 中的 1）

- (1) 要求滤油器有较大的通流能力和较小的阻力（阻力不大于  $(0.01 \sim 0.02) MPa$ ），为此一般采用过滤精度较低的网式滤油器，其通油能力至少是泵流量的两倍。
- (2) 主要用来保护液压泵，但液压泵产生的磨损生成物仍将进入系统。
- (3) 必须通过液压泵的全部流量。

#### 2. 安装在液压泵出油口（见图 5-12 中的 2）

- (1) 可以保护除液压泵以外的其他液压元件。
- (2) 滤油器应能承受油路上的工作压力和冲击压力。
- (3) 过滤阻力不应超过  $0.35 MPa$ ，以减小因过滤所引起的压力损失和滤芯所受的液压力。
- (4) 为了防止滤油器堵塞时引起液压泵过载或使滤芯损坏起见，压力油路上宜并联一旁通阀或串联一堵塞指示装置。
- (5) 必须通过液压泵的全部流量。

### 3. 安装在主溢流阀溢流口（见图 5-12 中的 3）

（1）系统工作时只需通过液压泵全部流量的 20%~30%，因此可以采用较小规格的滤油器。

（2）不会在主油路中造成压降，滤油器也不必承受系统的工作压力。

### 4. 安装在执行元件的回油路（见图 5-12 中的 4）

（1）可以滤掉液压元件磨损后生成的金属屑和橡胶颗粒，保护液压系统。

（2）允许采用滤芯强度和刚度较低的滤油器，允许滤油器有较大的压降。

（3）与滤油器并联的单向阀起旁通阀的作用，防止油液低温启动时，高黏度油通过滤芯或滤芯堵塞等引起的系统压力升高。

（4）必须通过液压泵的全部流量。

### 5. 独立过滤回路（见图 5-12 中的 5）

独立过滤回路的特点是可以不间断地清除液压系统中的杂质，尤其适用于大型机械的液压系统。

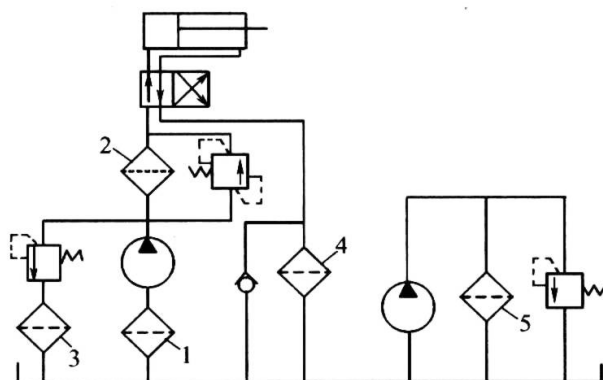


图 5-12 滤油器在液压系统中的安装位置

1—安装在液压泵吸油口；2—安装在液压泵出油口；3—安装在主溢流阀溢流口；  
4—安装在执行元件的回油路；5—独立过滤回路。

## 5.4 蓄 能 器

### 5.4.1 蓄能器的作用及应用

蓄能器又称蓄压器式贮能器，是一种能把压力油的液压能贮存在耐压容器里，待需要时又将其释放出来的一种装置。它在液压系统中起到调节能量、均衡压力、减少设备容积、降低功率消耗及减少系统发热等作用。

蓄能器的主要用途是：

#### 1. 做辅助液压源

在间歇工作的液压系统中，或者虽不是间歇工作，但在一个工作循环周期内，各阶段所需要的流量差别很大时，便可选择一定容量的蓄能器作为辅助液压源，以在短时间内供应大量油液，满足系统最大流量  $Q_{\max}$  要求，而不必按最大流量  $Q_{\max}$  选择液压泵。这样便可以选择一个小流量的液压泵，减少传动功率，使整个液压系统尺寸小、质量轻、效率高，降低系统成本和运行费用。

2. 作应急液压源

某些液压系统要求在液压泵发生故障或停电而供液突然中断时，仍需有一定压力的液体使执行元件继续完成必要的动作。例如，为了安全起见，某液压系统的液压缸活塞杆必须返回到初始位置，这种场合需要有适当的蓄能器作应急液压源。此外静压轴承供液系统、某些低速大扭矩马达的牵引系统，也需要采用蓄能器作应急液压源，以保障系统更安全可靠地工作。

3. 补充系统泄漏、保持系统恒压

某些液压系统的执行元件在工作中要求在一定压力下保持长时间不动，如机床的夹持液压缸和轧制塑料制品的压力机系统等，采用蓄能器完成这项工作，则是经济有效的方法。

4. 减小液压冲击和压力脉动

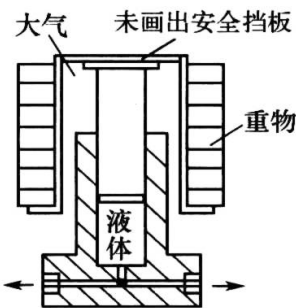
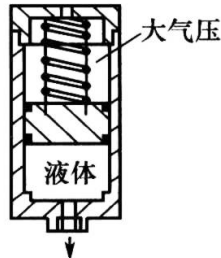
由于换向阀突然换向、液压泵突然停车、执行元件运动突然停止、甚至对执行元件人为的突然制动，都会使管路内液体的流动发生突然变化而产生压力冲击。虽然系统中设有安全阀，但它响应较慢，因而避免不了压力增高，其值可能达到正常值的几倍。这种压力冲击往往引起系统中的仪表、元件和密封装置发生故障、损坏甚至管道破裂，此外还会使系统产生强烈振动。在这种场合下，需在控制阀或液压冲击源之前安装适当的蓄能器，以吸收或缓和这种液压冲击。

此外，液压系统中采用齿轮泵或柱塞数较少的柱塞泵时，系统的流量脉动和压力脉动较大，这时可在液压泵的出口安装适当的蓄能器，使压力脉动降到最小程度，以满足系统对较小流量和压力脉动的要求。

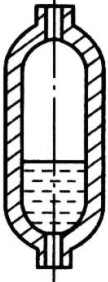
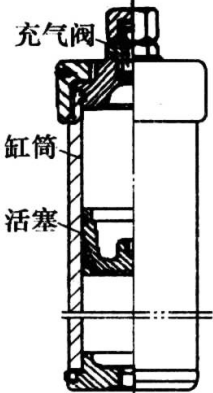
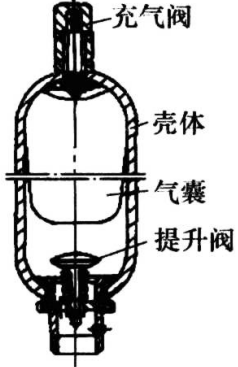
5.4.2 蓄能器的种类和特点

蓄能器按结构可分为重力式、弹簧式和充气式三种，它们分别把液压能转变为重物、弹簧和气体的势能而储存起来，在需要时又将势能转换成液压能重新释放出来。常见蓄能器的种类和特点可参考表 5-6。

表 5-6 蓄能器的种类和特点

名 称	结 构 简 图	特 点 和 说 明
重 力 式		(1) 利用重锤的垂直位置变化来储存、释放压力能。 (2) 结构简单，压力稳定，但体积庞大，笨重，运动件惯性大，反应不灵敏，密封处易漏油。 (3) 只供蓄能之用，常用于大型设备的液压系统
弹 簧 式		(1) 利用弹簧的压缩和伸长来储存、释放压力能。 (2) 结构简单，反应灵敏但容量小。 (3) 供小容量、低压 ( $p \leq (10 \sim 12) \times 10^5 \text{Pa}$ ) 回路缓冲之用，不适用于高压或高频的场合

(续)

名 称		结 构 简 图	特 点 和 说 明
充 气 式	气 瓶 式		(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存、释放压力能；气体和油液在蓄能器中直接接触。 (2) 容量大，惯性小，反应灵敏，轮廓尺寸小，但气体容易混入油内，影响系统工作平稳性。 (3) 只适用于大流量的中、低压回路
	活 塞 式		(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存、释放压力能；气体和油液在蓄能器中由活塞隔开。 (2) 结构简单，工作可靠，安装容易，维护方便，但活塞惯性大，活塞和缸壁间有摩擦，反应不够灵敏，密封要求较高。 (3) 用来储存能量，供中、高压系统吸收压力脉动之用
	皮 囊 式		(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存、释放压力能；气体和油液在蓄能器中由皮囊隔开。 (2) 带弹簧的菌状进油阀使油液能进入蓄能器但防止皮囊自油口被挤出。充气阀只能在工作前充气时打开，蓄能器工作时则关闭。 (3) 结构尺寸小，重量轻，安装方便，维护容易，皮囊惯性小，反应灵敏；但皮囊和壳体制造都较困难；折合型皮囊容量较大，可用来储存能量；波纹型皮囊适用于吸收冲击

5.4.3 蓄能器主要参数选择和计算

液压系统所用的蓄能器要根据使用情况及系统的有关参数进行容量计算，以选用或设计出合理的蓄能器。有关气体加载的皮囊式蓄能器计算方法比较成熟，下面介绍这种情况下的计算要点。

1. 做辅助液压源时蓄能器容量  $V_0$  计算

1) 液压系统的平均流量  $Q_m$

液压系统所需的平均流量  $Q_m$  是根据系统的流量—时间循环图（见图 5-13）计算的

$$Q_m = \sum_{i=1}^n Q_i \Delta t_i / T \tag{5.4.1}$$

式中  $Q_i$ ——第  $i$  时间段所需要的流量；  
 $\Delta t_i$ ——第  $i$  时间段持续的时间；  
 $T$ ——一个循环的总时间， $T = \sum_{i=1}^n \Delta t_i$ ；  
 $n$ ——一个循环的阶段数。

由式 (5.4.1) 计算出  $Q_m$  是液压系统的平均流量或液压泵的供液量。实际液压泵的额定供液量  $Q_H$  由产品的规格决定，选择的  $Q_H$  应大于  $Q_m$ 。一般有如下关系

$$Q_H = (1.1 \sim 1.25) Q_m \tag{5.4.2}$$

2) 蓄能器有效工作容积  $V_m$  的计算

这里  $V_m$  是蓄能器所储存或释放的油液的最大容积。在一个工作循环过程中，当所需流量大于泵的流量时，蓄能器释放能量；当所需流量小于泵的流量时，蓄能器储存能量。在各个工作阶段，蓄能器释放（或储存）的油液的体积  $\Delta V_i$  为

$$\Delta V_i = (Q_m - Q_i) \Delta t_i \tag{5.4.3}$$

$\Delta V_i$  为负值时表示释放压力油，当  $\Delta V_i$  为正值时则储存压力油。蓄能器的工作容量  $V_m$  至少应等于  $\Delta V_i$  中的最大值（绝对值）。如果在一个工作循环过程中，蓄能器储存和释放压力油是交替进行的，一般满足上述要求即可。

3) 蓄能器总容积  $V_0$  计算

气囊式蓄能器充气  $\Rightarrow$  储存油液  $\Rightarrow$  释放油液过程如图 5-14 所示。

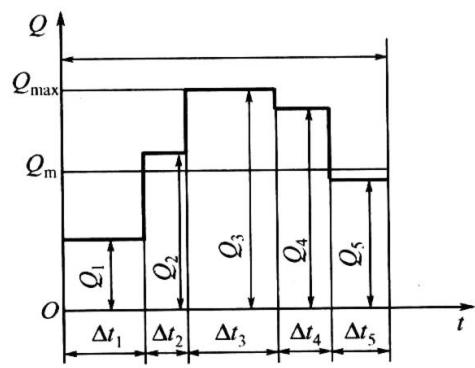


图 5-13 流量—时间循环图

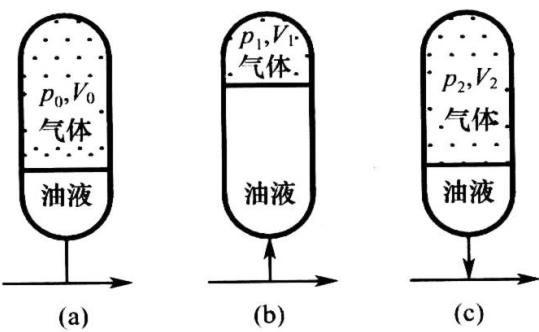


图 5-14 皮囊式蓄能器储存和释放能量的工作过程  
(a) 充气时；(b) 蓄能时；(c) 放能时。

初始时蓄能器充气压力为  $p_0$ ，充气体积为  $V_0$ ；在工作状态下，系统压力油充入蓄能器，使蓄能器中气体受压，体积减小为  $V_1$  ( $V_{\min}$ )，压力增大为  $p_1$  ( $p_{\max}$ )；当系统压力降低时，蓄能器释放能量，气体体积增大为  $V_2$ ，压力降为  $p_2$ 。因此蓄能器的工作容积  $V_m$  为

$$V_m = V_2 - V_1 \tag{5.4.4}$$

气囊式蓄能器工作过程中遵守波义耳定律，即

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const} \tag{5.4.5}$$

式中  $n$ ——指数，对于等温过程  $n=1$ ，对于绝热过程  $n=1.4$ 。

由式 (5.4.5) 可求  $V_1$  和  $V_2$

$$\begin{cases} V_1 = \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} V_0 \\ V_2 = \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} V_0 \end{cases} \tag{5.4.6}$$

将式 (5.4.6) 代入式 (5.4.4)，则有

$$V_m = V_0 p_0^{\frac{1}{n}} \left[ \left( \frac{1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{1}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \tag{5.4.7}$$



则蓄能器的总容积  $V_0$  为

$$V_0 = \frac{V_m}{p_0^{\frac{1}{n}} \left[ \left( \frac{1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{1}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right]} \quad (5.4.8)$$

## 2. 吸收液压冲击用的蓄能器总容量 $V_0$ 计算

蓄能器用于吸收液压冲击时, 蓄能器容积  $V_0$  可近似由充气压力  $p_0$ , 系统允许的最高工作压力  $p_1$  和瞬时吸收的液体动能  $mu^2/2$  来确定。该动能由蓄能器吸收后转变为气体的压力能, 即蓄能器由状态  $(p_0, V_0)$  变成  $(p_1, V_1)$ 。这一过程可视为绝热过程。根据热力学第一定律, 则气体的压缩能为

$$\int_{V_0}^{V_1} p dV = \int_{V_0}^{V_1} \frac{p_0 V_0^{1.4}}{V^{1.4}} dV = -\frac{p_0 V_0}{0.4} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{0.286} - 1 \right] \quad (5.4.9)$$

式中负号表示气体压缩功。

由于液体的动能和气体的压缩功相等, 则有

$$\frac{1}{2} mu^2 = \frac{p_0 V_0}{0.4} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{0.286} - 1 \right] \quad (5.4.10)$$

则蓄能器的容积  $V_0$  为

$$V_0 = \frac{0.2 mu^2}{p_0 \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{0.286} - 1 \right]} \quad (5.4.11)$$

式中  $p_0$  ——蓄能器初始充气压力, Pa;

$p_1$  ——系统的最高压力, Pa;

$m$  ——阀前液体质量,  $m = \rho AL$ , kg;  $\rho$  为液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $A$  为管道截面积, m<sup>2</sup>;  $L$  为管长, m;

$u$  ——管中液体的流速, m/s。

由上式计算的  $V_0$  值通常偏小, 故选择  $V_0$  时应适当增大。

## 3. 充气压力 $p_0$ 的选择原则

蓄能器用途不同,  $p_0$  的选择原则也不同。作为辅助液压源、应急液压源和补充系统泄漏、保持压力恒定之用时,  $p_0$  的选择原则是相同的。目前国际上通常的做法是根据蓄能器质量为最小的原则选择  $p_0$ , 一般可取

$$p_0 = (0.65 \sim 0.75) p_{\max} \quad (5.4.12)$$

式中  $p_{\max}$  ——系统的最大工作压力。

当蓄能器作为吸收液压冲击之用时, 其充气压力  $p_0$  一般都等于蓄能器安装位置处的最低工作压力。对于蓄能器用于吸收泵的流量和压力脉动时, 这一原则仍然适用。

## 5.4.4 蓄能器的安装和使用

蓄能器在液压回路中的安装位置因使用功能而不同: 吸收液压冲击或压力脉动时宜放

在冲击源或脉动源附近；补油保压时宜尽可能接近有关的执行元件处。

使用蓄能器需注意以下几点：

(1) 充气式蓄能器应使用惰性气体（一般为氮气），允许工作压力视蓄能器结构形式而定，例如，皮囊式为（3.5~32）MPa。

(2) 不同的蓄能器各有其适用的工作范围，例如，皮囊式蓄能器的皮囊强度不高，不能承受很大的压力波动，且只能在-20℃~70℃的范围内工作。

(3) 皮囊式蓄能器原则上应垂直安装（油口向下），只有在空间位置受限制时才允许倾斜或水平安装。

(4) 装在管路上的蓄能器须用支板或支架固定。

(5) 蓄能器与管路之间应安装截止阀，供充气检修时使用。蓄能器与液压泵之间应安装单向阀，防止液压泵停车时蓄能器内储存的压力油液倒流。

## 5.5 密封装置

液压泵、液压马达、液压缸等液压元件的构成零件的结合面、相对运动表面，因技术的要求，必须存有缝隙，这样被封闭的高压油液沿缝隙向低压区的泄漏是不可避免的。密封装置的作用是将结合面的间隙封住、隔离或增加流动的阻力，以减小或阻止泄漏及防止外界污物侵入。从外表面看，密封元件的结构和设计都很简单，但在使用中它们却是复杂和精确的通用基础元件。关注密封技术的发展，正确选择、安装和使用密封件，对防止液压系统的泄漏等有着重要意义。目前，液压技术的设计理论和机械加工技术与设备均十分成熟，制造精度已不成问题，所以液压设备的压力等级、档次、可靠性及使用寿命的提高，很大程度上取决于密封装置的设计。

### 5.5.1 密封件的类型、要求和材料

#### 1. 密封件的类型

根据密封耦合件在液压元件运动过程中有无相对运动，可分为静密封和动密封两大类。相对静止的耦合面间的密封称为静密封，静密封常用的密封元件有 O 形、星形、方形等密封圈，各种密封垫片及密封带、密封胶等。相对运动的耦合面间的密封为动密封，它可分为不使用密封件的非接触式间隙密封、迷宫密封和使用密封件的接触式密封。按运动方式不同，它可分为旋转动密封和往复动密封。旋转密封常用的密封元件有油封（旋转轴唇形密封圈）、橡塑组合密封圈、机械密封圈等。往复运动密封圈常用的密封件可分为挤压形密封、唇形密封，前者有 O 形圈、同轴密封（橡塑组合密封）等，后者有 V、Y、U 形密封圈及山形、鼓形、蕾形密封圈等。除上述密封件外，还有活塞环（涨圈）及防尘密封圈等。

总之，密封件结构形式多种多样，密封装置的使用条件和运动状态繁多，使用时应根据对密封的要求，在仔细研究相关密封件的应用范围及工作性能的基础上，挑选最合适的密封件，然后按国家相关技术标准进行密封沟槽及相关零件的设计。密封设计是决定液压元件性能的重要环节。

#### 2. 对密封装置的基本要求

##### 1) 密封的可靠性

在一定的压力和温度区间范围内具有良好的密封性，保证不泄漏或少泄漏，当工作压

力和温度变化时，仍可保证可靠的密封性。

2) 密封的寿命长

密封寿命长意味着密封件的耐磨性能、抗老化性好，在一定程度上能自动补偿密封件的磨损和几何精度误差；对工作介质具有良好的相容性，不与匹配的工作零部件产生腐蚀或划伤。

3) 密封性能的稳定性

密封件的摩擦阻力要小而稳定且均匀，特别是静动摩擦系数的差值要小。

4) 其他要求

采用标准化结构和尺寸，制造简单，使用方便，拆装容易，成本低，适应液压缸工作条件和特殊要求。

3. 密封件的常用材料

密封件的常用材料主要为各类橡胶及填充或改性工程塑料，部分密封材料及主要特点见表 5-7。

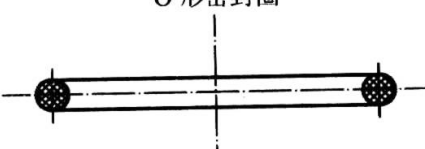


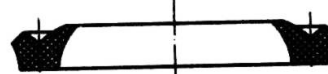
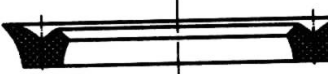



表 5-7 橡胶密封材料的主要品种及特点

橡 胶 品 种	主 要 特 点	使用温度/℃	主 要 用 途
天然橡胶 (NR, WR)	弹性和耐寒性好，适合在水、醇、汽车刹车液中工作。不适合在矿物油型液压油及燃料油中使用。在空气中易老化。不能用于高温空气中	-50~120	用于制作唇形密封件、填料、垫片、耐水的 O 形圈等
氯丁橡胶 (CR)	耐磨性、耐臭氧性、耐老化性好，耐冷冻剂（氟利昂）和氨类。但不宜用于低苯胺点的矿物油和汽油	-40~100	用于制作隔膜、唇形密封件、油封、门窗密封条
乙丙橡胶 (EPDM)	耐热、耐寒、耐老化和耐臭氧性优。适于磷酸酯系液压油、水、高压蒸汽、刹车液、有机及无机酸、碱等。不适于矿物型液压油	-45~150	用于制作耐热、蒸汽、耐酸碱的 O 形圈、垫片等
丁腈橡胶 (NBR)	耐矿物型油、脂、HFA、HFB、HFC、硅油、动植物油、空气和水。其耐水性能随丙烯腈含量的增加而提高，但低温性和透气性则随之下降。不适于磷酸酯系液压油及含极性添加剂的齿轮油	-30~100	广泛用于制作 O 形圈、油封、唇形密封件等
聚丙烯酸酯橡胶 (ACM)	耐高温性能比丁腈橡胶好，强度中等，弹性低，耐油、惰性气体、臭氧及耐含有极性添加剂的齿轮油。不能用于水、酸碱及酒精	-20~150	用于制作高温、高速的油封、O 形圈
硅橡胶 (VMQ)	耐热、耐寒性好，极好的抗压缩永久变形和介电性能。但强度低，耐磨性差。不适于低苯胺点的矿物油及含有极压添加剂的齿轮油。耐空气、惰性气体、动植物油、刹车液及润滑脂	-60~200	适于高温或低温的静密封件
氟橡胶 (FFKM)	耐热、耐油、耐化学腐蚀性、耐老化性好。适于所有的润滑剂、燃料油、汽油、磷酸酯系液压油。但不适于在酮、脂中使用	-25~240	适于制作在高温、真空、化学介质中使用的密封件
填充聚四氟乙烯（特氟隆） (PTEE)	耐磨性良好，耐热性。耐寒性优，几乎耐一切化学药品、溶剂、油和水。弹性差，热胀系数大，回弹性差	-200~260	适用于制作各种挡圈、支承环、压环、橡胶组合密封圈的滑环
聚酰胺 (尼龙)	耐磨性佳，耐油、耐弱酸弱碱和普通水、醇等溶剂。冲击韧性较好，有一定机械强度。溶于浓硫酸和苯酚，吸水性大	-40~100	适用于制作高压、耐油密封圈、挡圈、支承环、压环、活塞环、防尘密封件等
聚甲醛 (POM)	摩擦系数小，耐磨性好，动、静摩擦系数基本一样，耐有机溶剂及化学腐蚀。具有良好的抗拉强度、冲击性、刚性、疲劳强度和抗蠕变性	-40~120	适用于制作 O 形、U 形、Y 形密封圈与挡圈、防尘圈等

4. 常用密封件及特点

密封装置中应用最多的是 O 形和唇形密封圈，特点见表 5-8。

表 5-8 常见密封件及特点

名称及结构简图	特点和说明
<p>O 形密封圈</p> 	<p>(1) 一般用耐油橡胶制成，它的外侧、内侧和端部都能起密封作用。</p> <p>(2) 结构简单，制造容易，密封性能好，摩擦力小，安装方便，所要求的沟槽尺寸亦小。</p> <p>(3) 广泛应用于工程机械液压系统中的固定件和运动件的密封上</p>
<p>Y 形密封圈</p> 	<p>(1) 用耐油橡胶制成，工作时受液压作用，两唇张开，分别贴紧在轴和孔壁上；密封能力随压力的升高而增大，并能自动补偿磨损。</p> <p>(2) 摩擦力较小，在往复运动速度较高的密封表面处亦能应用</p>
<p>J 形骨架式油封</p> 	<p>(1) 用耐油橡胶制成，内部由一直角型圆铁环骨架做支承，并用一螺旋弹簧将内唇收紧在轴上进行密封。</p> <p>(2) 用于密封回转轴，工作压力不超过 <math>1 \times 10^5 \text{Pa}</math>，最大允许速度 <math>(4 \sim 8) \text{m/s}</math>，需在有润滑的情况下工作</p>
<p>Y<sub>x</sub> 形密封圈</p> <p>孔用</p>  <p>轴用</p> 	<p>(1) 用聚氨酯橡胶制成，其内外唇长短不等，固定面唇边长，增大支承，滑动面唇边短，减小摩擦，防止运动件切伤密封唇。</p> <p>(2) 截面小，结构紧凑，密封性、耐磨性、耐油性都比 Y 形密封圈优越</p>
<p>V 形密封圈</p> <p>压环</p>  <p>密封环</p>  <p>支承环</p> 	<p>(1) 由多层涂胶织物压制而成，做成支承环、密封环、压环三种形状。</p> <p>(2) 系统工作压力小于 <math>10 \text{MPa}</math> 时，使用三种环各一件已足够保证密封，压力更高时可增加密封环数量。</p> <p>(3) 接触面长，密封性好，但摩擦力大，用于往复运动速度不高的场合</p>

5.5.2 O 形密封圈

1. O 形圈的特点及应用

O 形密封圈简称 O 形圈，是一种挤压成形的密封元件，截面为 O 形（表 5-8）。常用材料为合成橡胶，也有采用非橡胶材料制造的。O 形圈结构简单，制造容易，成本低，密封好，使用范围宽，是应用最为广泛的一种密封件。它既可作静密封，也可作动密封；既可轴用，也可孔用和端面用。作静密封无挡圈时，密封压力可达  $35 \text{MPa}$ ；加挡圈时，密封压力可达  $100 \text{MPa}$ ；作往复运动密封时，最大速度可达  $0.5 \text{m/s}$ ，但启动摩擦力大；当工作压力大

于 10MPa 时，必须与挡圈配合使用，以防止 O 形圈被挤入密封间隙。目前，国内外逐步用同轴组合密封代替 O 形圈而用于往复运动的密封中。作旋转密封时，最大线速度可达 2m/s，但密封压力较低，它使用于密封部位受到限制、转动不太频繁的小直径转轴密封中。

2. O 形圈密封机理及合理选用

图 5-15(a)为平垫密封，当平垫所受挤压压力  $p$  大于内压  $p_i$  时可封住高压油；图 5-15(b)为 O 形圈在密封槽中的初始状态，O 形圈直径大于沟槽深度，产生非均布的初始应力；当一侧供入压力油  $p_i$ ，O 形圈因受挤压而进一步变形，壁面上的压力  $p = p_i + p_o > p_i$ ，故可封住高压油，因而不发生泄漏。这种借助介质压力变化改变 O 形圈接触状态而实现密封的过程称“自封作用”。简言之，O 形圈是靠“自封”实现密封的。

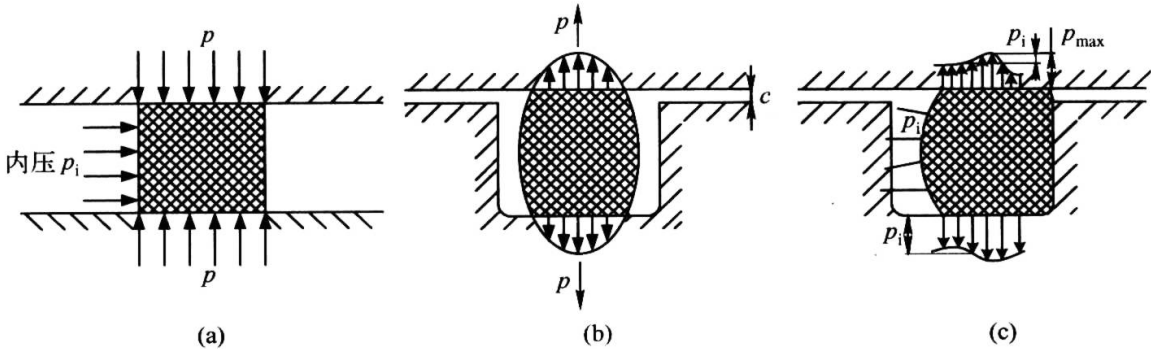


图 5-15 O 形圈的密封机理

(a) 平垫片工作时接触应力分布；(b) O 形圈初始接触应力；(c) 密封面上的接触应力变化。

在选用 O 形圈时应遵循以下原则：

- (1) 当有多种截面的 O 形圈可选用时，应优先选用截面直径较大者。这样可减少装配可能发生的扭转变形，改善工作性能。
- (2) 对静密封，选用 O 形圈截面较小者；对往复运动，选截面较大者。
- (3) 对旋转运动，线速度较大时，选用 O 形圈截面较小者；反之，选用较大者，并且 O 形圈内径应略大于转轴直径。

3. O 形圈密封沟槽设计

O 形圈为标准元件 (GB345.21—1992)，密封沟槽通常为矩形，矩形沟槽的尺寸和技术要求已规范化 (GB345.2—1988)。在密封沟槽设计时，应根据密封件的作用 (活塞密封，活塞杆密封，轴向端面密封) 和被密封部位的尺寸，选择截面直径  $d_2$ 、内径  $d_1$  适当的 O 形圈；根据  $d_2$  大小和 O 形圈是否加设挡圈 (一个或两个)，按国家技术标准确定密封沟槽的宽度  $b$ ，槽深  $h$  及沟槽外缘和槽底圆角的大小，壁面的表面粗糙度一般为  $R_a=1.6\mu\text{m}$ ，另外，还要验算 O 形圈的压缩量和压缩率是否合理。

例如图 5-16 所示的活塞上的密封沟槽，O 形圈内侧压缩量为  $\delta_1$ ，外径压缩量为  $\delta_2$ ，总压缩量  $\delta = \delta_1 + \delta_2$ ，应使  $\delta$  保持在合理范围内 (图 5-17)。另外还使压缩率 (相对压缩量)  $\varepsilon = \delta / d_2$  保持在合理范围内 (图 5-18)。

在图 5-16 中，当  $\delta$ 、 $\varepsilon$  相同时，O 形状也可能处于不同的受力状态，图 5-16(a)中，O 形圈截面形心  $O'$  位于沟槽形心  $O$  之外，O 形圈处于压缩状态；在图 5-16(b)中， $O'$  与  $O$  重合，O 形圈未受压缩和拉伸；在图 5-16(c)中， $O'$  位于  $O$  的下方，O 形圈处于拉伸状态。在设计中，一般应为图 5-16(b)的使用方式；但对于作往复运动的活塞来说，为减小摩擦力，多采用图 5-16(c)的形式，图 5-16(a)适用于旋转密封 (最好使  $\delta_1 = 0$ )。



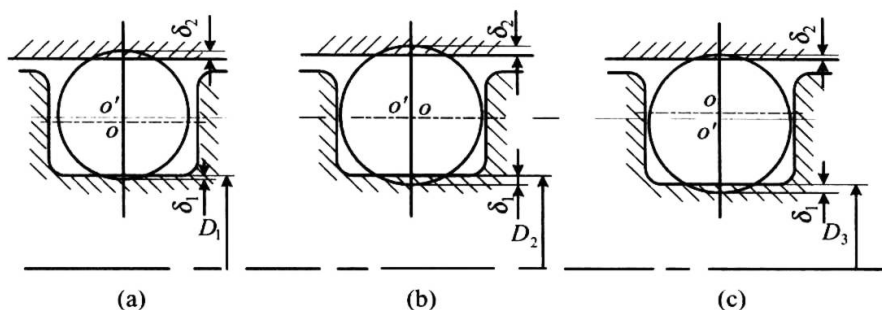


图 5-16 O 形圈的三种状态 ( $D_1 < D_2 < D_3$ )

(a)  $\delta_1 < \delta_2$ ; (b)  $\delta_1 = \delta_2$ ; (c)  $\delta_1 > \delta_2$ 。

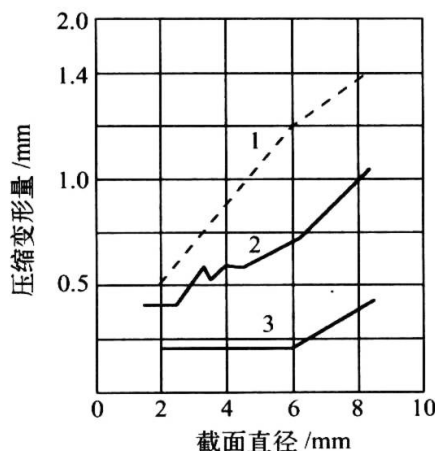


图 5-17 中国 O 形圈的压缩变形量

1—静密封用；2—往复运动密封用；3—旋转运动密封用。

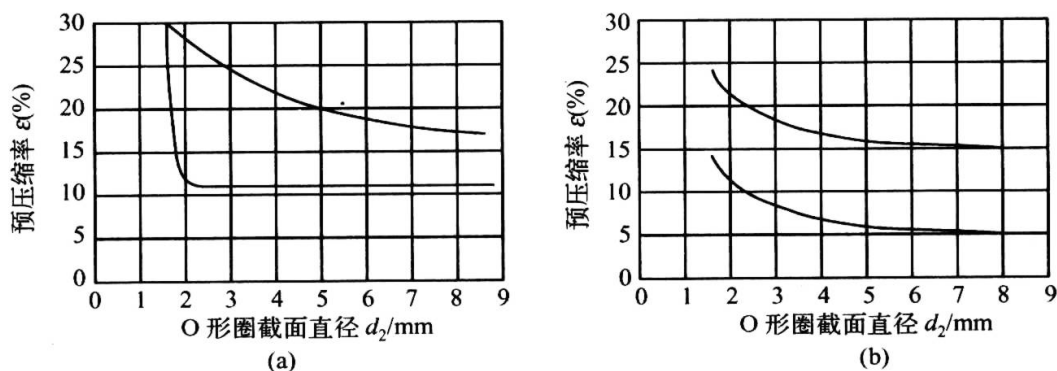


图 5-18 O 形圈变化率允许范围

(a) 液压与气压静密封；(b) 液压动密封。

### 5.5.3 Y 形密封圈和 V 形密封圈

Y 形圈和 V 形圈（表 5-8）都属唇形密封圈。初始，装入密封沟槽的 Y 形圈唇边受到压缩，产生初应力；当向其唇口供入高压油时，唇边被进一步径向延伸，对被密封件产生挤压应力。Y 形圈有唇边等高和不等高两类，不等高唇形（ $Y_x$  形）又分为轴用和孔用两种。Y 形（等唇高）圈既可轴用，又可孔用。Y 形圈适用压力不大于 40 MPa，压力较高时要加挡圈，最大往复速度为 (0.5 ~ 1.0) m/s，适用温度为 -30℃ ~ 80℃。Y 形圈为标准元件，密封沟槽尺寸由国家和企业技术标准所规定。

5.5.4 新型密封圈

随着材料科学、材料工业的发展及密封理论的完善，近 20 年来国内外研发了一批新型密封元件，这些密封件不仅在物理、化学、密封性能上都有了新的提高，而且在结构上也从单一型向组合型发展，有了很大的变化，简介如下。

1. 星形密封件

图 5-19 为星形密封件，又称 X 形密封件，适用于液压气动执行元件的双向密封。星形密封件通过预压缩力和油液的挤压力共同起密封作用。

星形密封件适用于压力不大于 40MPa、温度-60℃~200℃、运行速度不大于 0.5m/s 的直线、旋转动密封和静密封场合。

2. 佐康—雷姆形密封件

佐康—雷姆形密封件为单向密封型密封件，所以必须成对使用才能实现双向密封。佐康—雷姆形密封件适用于压力小于 25MPa、温度-30℃~100℃、运行速度 5m/s 的直线往复运动的轴、孔动密封场合，如图 5-20 所示。

3. 特康—活塞形密封件

特康—活塞形密封件是借助自身弹簧、预紧力和液压力的共同作用起密封作用的，它是由 U 形特康圈和指形不锈钢施力弹簧组成的，如图 5-21 所示，这种密封件的特点是摩擦力小，耐磨性好。

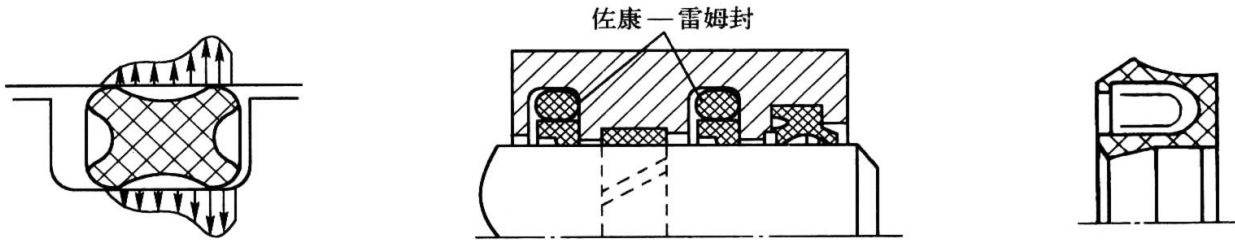


图 5-19 星形密封及密封原理      图 5-20 佐康—雷姆形密封件      图 5-21 特康—活塞形密封件

佐康—雷姆形密封件适用于压力不大于 45MPa、温度-70℃~260℃、运行速度在 15m/s 以下的直线往复运动的轴、孔间动密封场合。

4. 特康—格来密封件

特康—格来密封件是利用 O 形圈的弹性力对密封件产生压力起密封作用，如图 5-22 所示。这种密封件的特点是摩擦力小，运动阻力小、耐磨性好、无挤出现象等特点。

特康—格来密封件适用于压力在 80MPa 以下、温度-54℃~200℃、运行速度在 15m/s 以下的直线往复运动的活塞与缸筒之间的密封。

5. 格来圈、斯特封

格来圈、斯特封是利用 O 形圈的弹性力和压缩力将其分别压在缸筒内表面和活塞杆外表面起密封作用的，如图 5-23 所示。这两种密封件适用于压力在 50MPa 以下、温度在 -30℃~120℃、运行速度在 1m/s 以下的液压缸动密封。

6. 韦氏金属密封圈

韦氏金属密封圈是由特种材料制成的空心充压的金属圈环，主要材料有钢制的、铜制的、康镍合金、蒙乃尔合金等。外表面经常镀涂镉、银、金或聚四氟乙烯等。

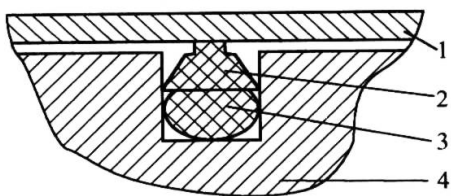


图 5-22 特康—格来密封件

1—缸筒；2—特康—格来密封件；3—O 形圈；4—活塞。

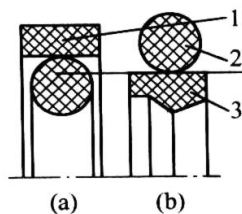


图 5-23 同轴密封件

1—格来圈；2—O 形圈；3—斯特封。

(a) 孔用；(b) 轴用。

图 5-24 为空心圆环韦氏金属密封圈，用于端面静密封，适用于压力 1000MPa 以下、温度 800℃ 的静密封。

## 7. 组合密封圈

组合密封圈又称组合垫，是由金属圈 1 和橡胶圈 2 整体硫化而成的，如图 5-25 所示。其特点是使用方便、密封可靠。适用于压力在 100MPa 以下、温度  $-30^{\circ}\text{C} \sim 200^{\circ}\text{C}$  两平整平面之间的静密封。

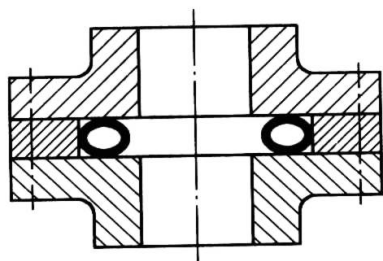


图 5-24 韦氏金属密封圈

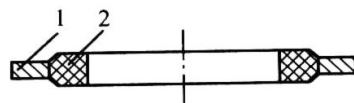


图 5-25 组合密封圈

## 8. 组合式孔用密封（德式密封）

组合式孔用密封是由一个弹性密封环 3（丁腈橡胶），两个挡环 2（聚酯弹性体）和两个导向环 1（聚甲醛）组成的五件套活塞密封件，如图 5-26 所示。用于液压缸中作为活塞的双向密封，起着既能双向密封又能导向和承受活塞径向力的组合密封件，具有安装尺寸紧凑，在低压下同样具有良好的密封效果。

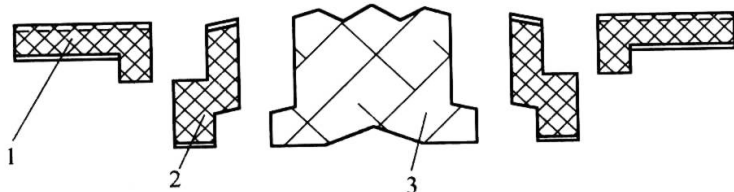


图 5-26 组合式孔用密封

1—导向环；2—挡环；3—弹性密封环。

它是适用于压力在 40MPa 以下、温度  $-30^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ 、运行速度在 0.5m/s 以下的液压缸动密封。

## 5.5.5 旋转密封圈

旋转密封圈是用于旋转传动轴与壳体之间的密封，如泵、马达传动轴用密封，俗称油封。旋转密封圈主要是防止轴承润滑油外部泄漏，也防止外部污染物浸入内部。

旋转密封圈种类很多，有径向油封、径向压力油封、V形密封圈、轴向油封、特康旋转格来圈、特康旋转活塞密封等。它们各有特点。下面介绍几种常用油封和新型油封。

1. 径向油封

径向油封主要由金属骨架、橡胶木体和螺旋箍紧弹簧组成。橡胶木体与金属骨架整体硫化在一起。图 5-27 仅仅是最常用的径向油封之一。

径向油封是由橡胶自身弹力和箍紧弹簧共同作用而起到密封作用。安装时开口朝里。  
径向油封适用于压力不大于 0.05MPa、温度在 -40℃~170℃、线速度 12m/s 的轴用动密封。

2. 特康旋转格来圈

特康旋转格来圈是把格来圈和 O 形圈组合在一起使用的密封组件，见图 5-28。

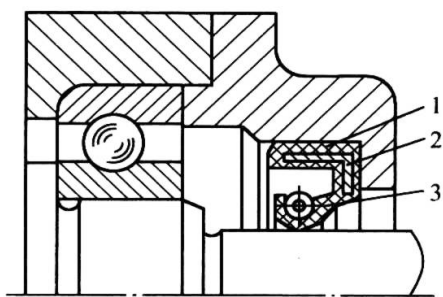


图 5-27 轴用径向油封

1—橡胶本体；2—金属骨架；3—箍紧弹簧。

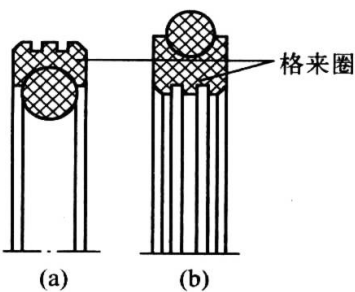


图 5-28 旋转格来圈

(a) 轴用；(b) 孔用。

这种密封件是利用 O 形圈的弹性预压紧力作用在轴和安装体上的挤压应力完成密封的，特点是摩擦力小，无粘滞现象，启动不爬行。

这种密封件适用于压力不大于 30 MPa、温度 -54℃~200℃、线速度 2m/s 的旋转或摆动运动的轴、杆、销或接头的密封。

3. 特康旋转活塞密封

特康旋转活塞密封是由 U 形特康圈和不锈钢指形施力弹簧组合而成的，见图 5-29。

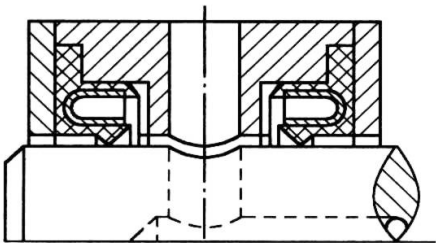


图 5-29 特康旋转活塞密封

这种旋转密封圈是靠自身弹力、不锈钢指形弹簧力及安装预紧力的共同作用密封的。在一定液压力下唇口扩张，进一步增加密封效果。同时，在法兰作用下可防止密封圈随轴转动。

这种密封圈适用于压力不大于 15MPa、温度在 -100℃~260℃、线速度为 2m/s 的旋转轴的动密封。

5.5.6 防尘圈

液压缸的活塞杆或柱塞在工作中不可避免地接触尘土或其他污染物。这些污染物如果粘在柱塞或塞杆上带入缸内，首先会损坏密封圈，进而拉伤导向套。所以液压缸一般要设置防尘圈。

目前，缸用防尘圈有 2 型、5 型、500 型特康埃洛特防尘圈，有 DA17 型、DA22 型防尘圈，ASW、SA、A 及金属防尘圈等。这些防尘圈都有良好的防尘和防污染性能。

图 5-30 是 500 型特康埃洛特防尘、防水和泥浆等双作用防尘圈。结构上是由特康防尘圈和 O 形密封圈组合而成的。由图可知，在 O 形密封圈的弹性预压力作用下，特康防尘圈紧贴在活塞或柱塞表面上，起到刮、挡保护作用。适用于温度为  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、运动速度为  $1\text{m/s}$  的液压缸防护作用。

图 5-31 是 ASW 型防尘圈。这种防尘圈具有较高强度和较好的轴向定位性。它的唇边伸出安装槽外，使刮、挡掉的灰尘或脏物远离密封腔。

这种防尘圈应用于温度为  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、速度为  $1\text{m/s}$  的液压缸活塞杆或柱塞防尘。

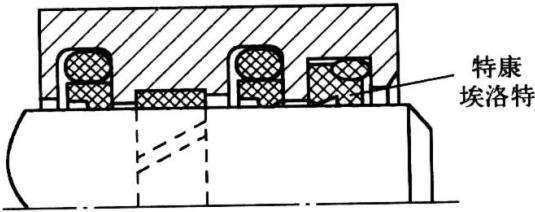


图 5-30 500 型特康—埃洛特防尘圈

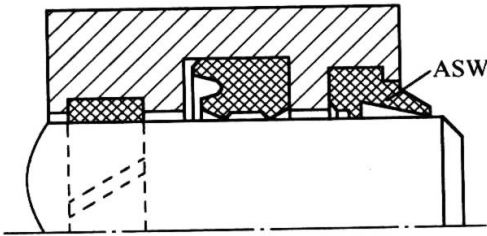


图 5-31 ASW 型防尘圈及应用

5.6 冷却器、加热器

冷却器与加热器合称热交器，它是调节液压系统油液温度的装置。液压系统能否正常工作与油液的性能密切相关，而温度是影响油液性能的主要因素。液压系统正常工作时，油液的温度应保持  $30\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间，除环境因素外，液压系统本身损耗的能量绝大部分转换为热能，使油液温度升高，当油液温度超过  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，黏度下降，系统效率降低；超  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，系统的泄漏会显著变大，压力迅速下降并产生振摆，噪声和振动明显增大；当油液温度低于  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，黏度变大；当低于  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，黏度显著变大，使液压系统泵吸液困难，阻力损失增大，噪声加大。受各种因素的限制，有时单靠油箱本身的散热不能满足油液温度要求时，应使用冷热器进行温度控制；在低温环境下，为使液压系统正常启动和运行，必须使用加热器，以使油液满足最低温度要求（大于  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  可正常启动）。

5.6.1 冷却器的作用及性能要求

当利用油箱散热不足以使油温保持在允许范围之内时，就应在系统中设置冷却器。冷却器可用水冷，也可以采用风冷，其结构形式有多种。对冷却器性能的主要要求是：


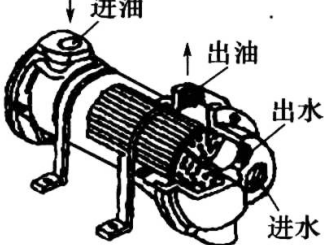
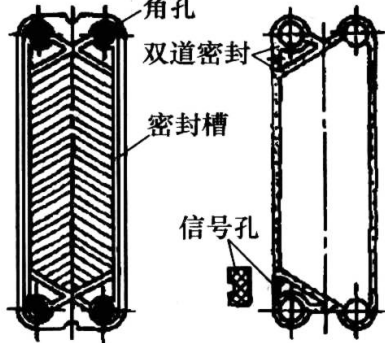
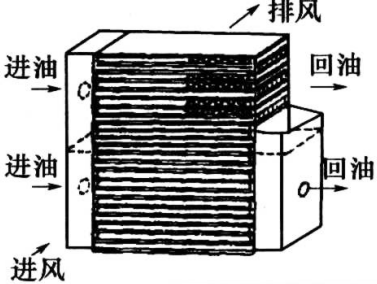
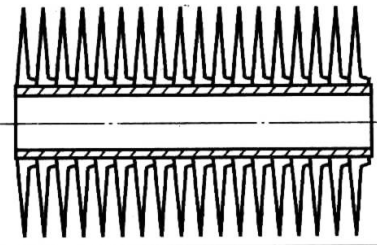
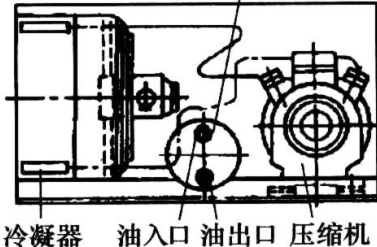
- (1) 要有足够的散热面积，以保持油温在允许范围之内。
- (2) 油通过时压力损失要小。
- (3) 在系统负荷变化时，容易控制油液保持恒定温度。
- (4) 有足够的强度。



5.6.2 冷却器的类型及特点

按冷却介质不同，冷却器可分为水冷、风冷和媒冷式，常见冷却器的种类与应用特点见表 5-9。

表 5-9 常见冷却器的种类与应用特点

种 类	结 构 简 图	特 点	冷 却 效 果
水 冷 式	蛇行管式 	结构简单，直接装在油箱中，冷却水流经管内时，带走油液中的热量	散热面积小，油的运动速度很低，散热效果很差
	多管式：固定管板式，浮头式，U 形管式，双重管式，卧式，立式 	水从管内流过，油从桶体内管间流过，中间折板使油流折流，并采用双程或四程流动，强化冷却效果	散热效果好，传热系数均为 $(350\sim580)\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$
	波纹板式 	利用板面人字波纹结构交错排列形成的接触点，使液流在流速不高的情况下形成紊流，提高散热效果	散热效果好，传热系数可达 $(230\sim815)\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$
风 冷 式	板翅式（二次表面换热器） 	结构简单紧凑，散热面积大，除了风冷却器外，还可以做成油—油和水—油热交换器，耐压 $p=(0.8\sim2)\text{ MPa}$ ，耐高温 $t<250^\circ\text{C}$	散热效率高，适应性好，强制对流空气传热系数 $K=(35\sim350)\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$ ，油传热系数为 $K=(115\sim175)\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}$
	翅片管式（圆管、椭圆管） 	圆管（或椭圆）管外嵌入翅片，散热面积可达光管的 8~10 倍，椭圆管因涡流区小，空气流动性好，提高了散热系数	用油作介质时，翅片管式的传热系数较光管高 220%。光管的传热系数 $K[\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})^{-1}]$ ：黄铜 81，紫铜 384，铝 100，钢 46
冷 媒 式		利用冷媒介质，如氟利昂，在压缩机中做绝热压缩、散热器中放热、蒸发器中吸热的原理，把液压油的热带走	冷却效果好，可以冷却到所需要的温度

冷却器一般应安装在回油管路或低压管路中，图 5-32 为冷却器在液压系统中各种安装位置及说明。

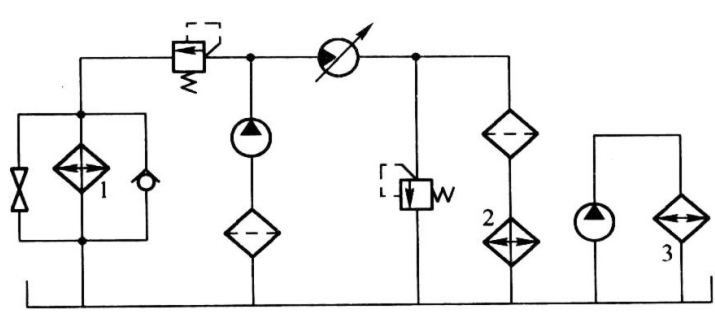


图 5-32 冷却器在液压系统中的各种安装位置

1—安装在主溢流阀溢流口；2—安装在主回油路上；3—安装在独立冷区回路。

5.6.3 冷却器的安装

如图 5-32 所示，冷却器一般在安装在回油管路或低压管路中，必要时也可安装在液压泵（作辅助泵）的出油口，构成独立的冷却回路。具体情况如下：

（1）冷却器安装在主溢流阀溢流口。这种安装方式的特点是：溢流阀产生的热油直接获得冷却，同时也不受系统冲击压力的影响，单向阀起保护作用，截止阀可在启动时使液压油液直接回油箱。

（2）冷却器安装在主回油路上。这种安装方式的特点是：冷却器直接装在主回油路上，冷却速度快，但系统回路有冲击压力时，要求冷却器能承受较高的压力。

（3）独立冷却回路。独立冷却回路的优点是：单独的液压泵将热的工作介质通入冷却器，冷却器不受液压冲击的影响。

5.6.4 加热器

在低温环境下工作的液压系统一般使用耐低温油液作为工作介质。当使用普通液压油或因环境温度过低而不能正常运行时，必须设置加热器。对于需要油液温度保持稳定的液压试验台或某些液压设备，为了在开始工作时使油液的温度较快达到所要求的温度，也必须设置加热器。简单方便的加热器为电加热器。电加热器结构简单，控制方便，可以设定所需的温度，误差较小。电加热器浸在油液中（图 5-33），通电后先局部加热，然后逐渐扩散传热，使油箱内油液升温。其缺点是加热不均匀，有时造成局部过热而使油液老化变快，因此可设置多个加热器，并且加热器的功率选择应考虑油箱中油液的容积，不宜过大。

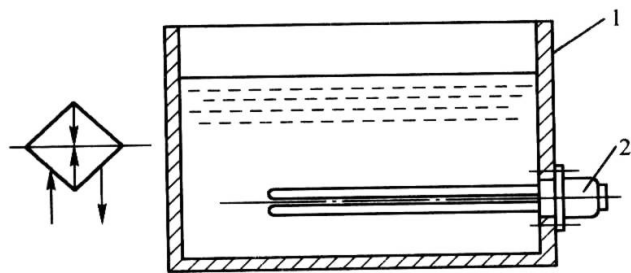


图 5-33 加热器的安装

1—油箱；2—加热器。

## 5.7 压力表及开关

### 5.7.1 压力表

压力表的作用是用于检测和显示液压系统工作压力。液压系统使用的压力表按功能划分为普通压力表、真空压力表和电接点压力表。

#### 1. 普通压力表

普通压力表的图形符号见图 5-34(a)。普通压力表用于检测液压泵出口油液压力或系统中任一点的工作压力，可以一表一点，也可以一表多点检测。用于单点检测时，可直接通过自身螺纹连接于检测点上，也可以通过压力表开关连接于监测点上。而一表多点检测必须通过多点转换开关与待测点连接。普通压力表见图 5-34(b)，压力表开关见图 5-36。

普通压力表大多数是弹簧管指针式。即利用压力油使弹簧管伸展变形，驱动扇形齿轮啮合指针轮转动，使指针偏转指出相应的压力。

压力表的选择主要是量程和精度。量程是指指针从零偏转到最大的范围，单位为 MPa。选择时要考虑系统的压力峰值，系统压力峰值应考虑在压力表量程的 3/4 以内。压力表的精度等级视具体情况而定。对于科研和实验台使用，要取精度较高的，如 0.5 级。一般情况选用 1.5 级即可。

#### 2. 真空压力表

真空压力表用于测量系统的真空度，如液压泵工作时吸油口的压力等。真空表的结构组成与普通压力表相似。

#### 3. 电接点压力表

图 5-35 是电接点压力表。这种压力表具有普通压力表的功能，同时还可以通过表面中心的调节螺钉调节待测压力点的压力变化区间。结构上配有一套压力区间指针和内部开关。压力区间指针一个设为压力上限，另一个设为压力下限。工作时当压力指针指向上限指针

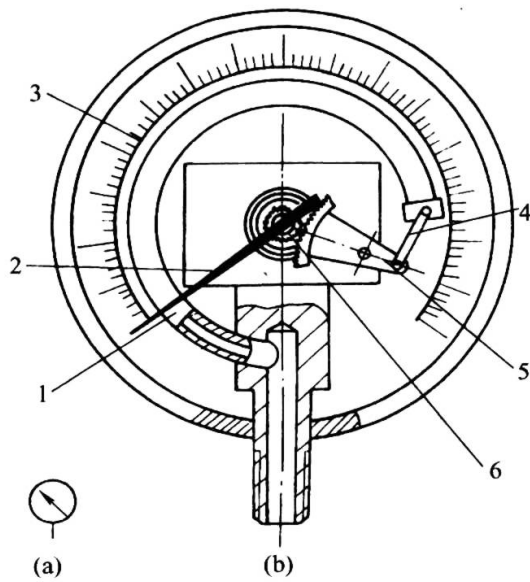


图 5-34 弹簧管式普通压力表

1—弹簧管；2—指针；3—刻度盘；  
4—杠杆；5—扇形齿轮；6—小齿轮。

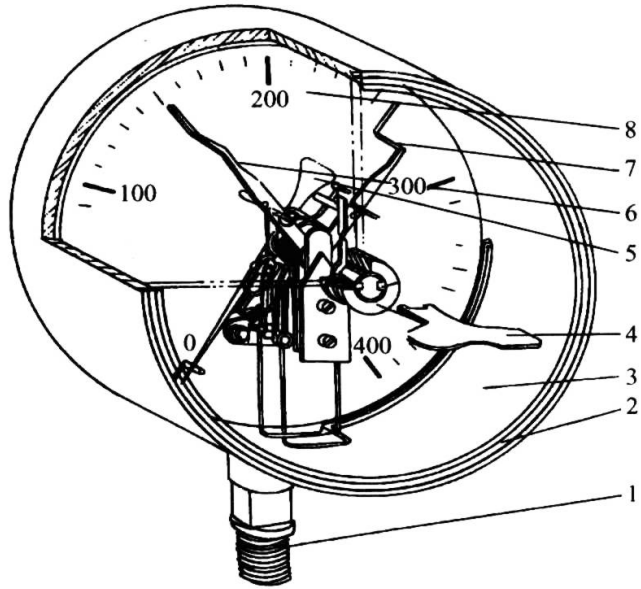


图 5-35 电接点压力表

1—进油口；2—壳体；3—表面玻璃；4—调节钥匙；  
5—压力指针；6—下限指针；7—上限指针；8—刻度盘。

时，内部开关的常闭触点断开；而当压力指针随压力下降指向下限指针时，内部开关的常开触点接通。

电接点压力表用于控制系统工作在某力区间。如控制保压压力区间是比较理想的，见保压回路。

### 5.7.2 压力表开关

压力表开关是用于将压力表和被测点连接在一起的装置，有单测点式和多测点式。单测点式可直接将压力表装于压力表开关上，然后将压力表开关安装在被测点。测量时，旋转手柄，开启节流口，油液进入压力表进行测量。测量完毕旋转手柄，关闭节流口，以防止冲击和振动损坏压力表。

图 5-36 是多测点式压力表开关，主要由阀体、阀芯等组成。阀体上设有压力表安装油口 M；测量油口 A、B、C 和泄油口 T。工作原理是利用阀芯上的沟槽将 M 口与 A 口或 B 口或 C 口连通，测量这些油口所连被测点的压力。或将 M 点与 T 连通，泄掉压力表内的油液，使指针回到零位，同时关闭了 A、B、C 油口。测量时只要转动手柄，使标志指向标有 A、B、C 或 T 并推拉手柄即可。

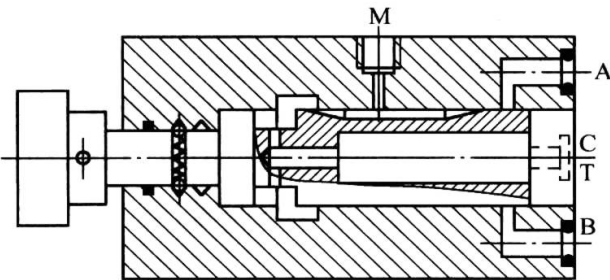


图 5-36 压力表开关

### 本章小结

辅助元件包括密封件、蓄能器、滤油器、油管 and 管接头、油箱、冷却器、加热器等。辅助元件在系统中虽然起辅助作用，但必须给予足够重视。由于不注意辅助元件的选用而使油温过高或过低、污染严重、泄漏、效率下降等的事实，说明正确选用辅助元件是非常重要的。

(1) 密封是防止或减弱液压系统的泄漏最有效、最基本的方法，其效果优劣直接影响到液压系统的性能和效率。它包括固定密封、动密封和间隙密封。

(2) 以过滤作用，从流动油液中滤除不溶解的污染质的装置称滤油器。常常根据系统的性质及工作压力选择滤油器。

(3) 装于液压系统中用来储存和释放压力能的容器称蓄能器。因考虑问题的出发点及蓄能器种类不同，选择依据也不同。

(4) 油箱的作用是存储油液、散热、沉淀杂质、使油液中气泡析出。油箱可分为开式、隔离式和压力式三种。其体积可根据系统流量确定。

(5) 油管的作用是连接液压元件和传输油液。管接头的作用是连接管道或连接管道和液压元件。管道有三大类：金属管（钢管、铜管、铝管等）、橡胶管和尼龙管。

(6) 冷却器和加热器的作用是保持液压系统的介质在一定的温度范围内，以使液压系统正常工作。

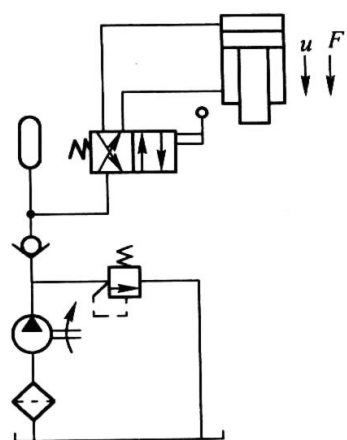
## 思考题

1. 解释如下概念并各举一例说明：动密封、固定密封、间隙密封。
2. 对密封的一般要求是什么？比较各种密封装置的密封原理和结构特点，它们各用于什么场合比较合理？
3. 滤油器有什么作用？对它的一般要求是什么？
4. 滤油器有几种类型？它们的滤油效果有何差别？
5. 滤油器的精度等级是如何划分的？应当如何恰当地选择滤油器？
6. 举例说明滤油器三种可能的安装位置。不同位置上的滤油器的精度等级应如何选择？在液压泵的吸油口处为何常安装粗滤油器？
7. 简述蓄能器的作用，举例说明其应用情况。
8. 蓄能器的种类有哪些？何种蓄能器应用比较广泛？
9. 蓄能器的充气压力和总容积  $V_0$  应当如何选择？
10. 油箱的主要作用是什么？设计或选择油箱时应考虑哪些问题？
11. 油管和管接头有哪些类型，它们的使用范围有何不同？
12. 在什么情况下要设置或使用加热器、冷却器？

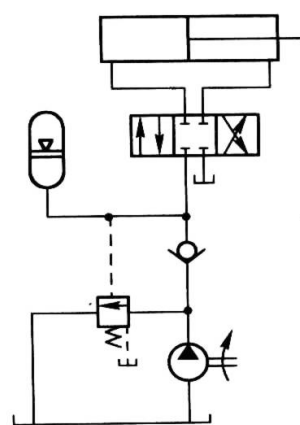
## 习题

- 5-1** 在一个由最高工作压力为 20 MPa 降到最低工作压力为 10 MPa 的液压系统中，假设蓄能器充气压力为 9 MPa，供给 5L 的液体，问需要多大容量的蓄能器？
- 5-2** 一气囊式蓄能器容量为  $V_0=1\text{L}$ ，若系统的最高工作压力  $p_2=6\text{ MPa}$ ，最低工作压力  $p_1=3.5\text{ MPa}$ ，试求蓄能器能输出油液的体积。
- 5-3** 有一液压回路，换向阀前管道长 20 m，内径 35mm，通过油流量为 200L/min，工作压力 5 MPa。若要求瞬时关闭换向阀时，冲击压力不许超过正常工作压力的 5%，试确定蓄能器的容量（油液密度为  $900\text{kg/m}^3$ ）。
- 5-4** 液压机（见题图 5-4）的压制力为 500kN，液压缸行程为 10cm，速度为 4cm/s，每分钟完成 2 个动作循环。液压泵的工作压力为 14MPa，总效率为 0.9，如果改用工作压力范围为 10 MPa ~ 14 MPa 的蓄能器对液压缸供油，充气压力为 9 MPa，试计算采用与不采用蓄能器时液压泵所需功率及蓄能器的容积。
- 5-5** 有一使用蓄能器的液压系统（见题图 5-5），液压泵的流量为 400mL/s，系统的最大工作压力（表压力）为 7 MPa，执行元件做间歇运动，在运动时 0.1s 内用油量为 0.8L，若执行元件间歇运动的最短时间为 30s，系统允许的压力降为 1MPa，试确定系统中所用蓄能器的容量。





题图 5-4



题图 5-5

# 第 6 章  液压控制阀

## 6.1  概  述

### 6.1.1  液压控制阀的功能

  液压系统中用以控制流体压力、流量和流动方向的控制元件总称液压控制阀，简称液压阀，或控制阀，或阀。它们的性能在很大程度上决定了整个液压系统的性能。本章主要介绍液压系统中常见控制阀的工作原理与结构形式。

  液压控制阀种类繁多，形状各异，但它们之间也存在着一定的共同之处：

- （1）在结构上都由阀体、阀芯、操纵部件等三个主要部分组成。
- （2）在工作原理上都是利用阀的开口（简称阀口）的变化（大小或通断）来控制液流压力、流量和方向的，因此阀口的通流性能决定了它的性能。阀口的流量、压差和开口面积之间的关系符合小孔流量公式  $Q = KA \Delta p^m$ ，其中  $m$  为节流指数， $m=0.5\sim1$ 。

### 6.1.2  液压控制阀的分类

  液压控制阀的分类可以按照阀的用途、阀芯的操纵方式、阀与外部的连接方式、阀的结构进行分类，具体见表 6-1。

  表 6-1  液压控制阀的分类

分 类 方 法	种 类	详 细 分 类
按阀的用途分类	压力控制阀	溢流阀、顺序阀、卸荷阀、平衡阀、减压阀、比例压力控制阀、缓冲阀、仪表截止阀、限压切断阀、压力继电器等
	流量控制阀	节流阀、单向节流阀、调速阀、分流阀、集流阀、比例流量控制阀等
	方向控制阀	单向阀、液控单向阀、换向阀、行程减速阀、充液阀、梭阀、比例方向控制阀等
按阀的结构分类	滑阀	圆柱滑阀、旋转阀、平板滑阀
	座阀	锥阀、球阀、喷嘴挡板阀
	射流管阀	
按阀芯操纵方式分类	手动阀	手把及手轮、踏板、杠杆
	机动阀	挡块及碰块、弹簧、液压、气动
	电动阀	电磁铁控制、伺服电机和步进电机控制
按阀与外部连接方式分类	管式连接	螺纹式连接、法兰式连接
	板式及叠加式连接	单层连接板式、双层连接板式、整体连接板式、叠加阀
	插装式连接	螺纹式插装（二、三、四通插装阀）、法兰式插装（二通插装阀）

(续)

分 类 方 法	种 类	详 细 分 类
按控制方式分类	电液比例阀	电液比例压力阀、电液比例流量阀、电液比例换向阀、电液比例复合阀、电液比例多路阀
	伺服阀	单、两级（喷嘴挡板式、动圈式）电液流量伺服阀、三级电液流量伺服阀、电液比例多路阀
	数字控制阀	数字控制压力阀、数字控制流量阀与方向阀
按其他方式分类	开关或定值控制阀	压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀

6.1.3 对阀的基本要求

液压系统的各类控制阀应满足以下基本要求：

- (1) 动作灵敏，使用可靠，工作时冲击小、振动小、噪声小，具有一定的使用寿命。
- (2) 油液通过阀时所产生的压力损失尽量小。
- (3) 具有良好的密封性能，内、外泄漏小。
- (4) 结构简单、紧凑，安装、调整、维护方便。

6.2 方向控制阀

在油路中用于控制液流通断或改变油液流动的方向的阀称方向控制阀，简称方向阀。  
常见的类型见表 6-2。

表 6-2 方向控制阀的分类

单向阀	普通单向阀	
	液控单向阀	
换向阀	按通路分	二通、三通、四通、五通
	按工作位置分	二位、三位、多位
	按操纵方式分	电磁换向阀
		液控换向阀
		手动换向阀
		机动换向阀
		电液换向阀
	按运动方式分	滑阀
		转阀
多路换向阀	多为手动	

6.2.1 单向阀

仅允许液体向一个方向流动而不能反向流动（反向截止）的阀称为单向阀。它分普通型单向阀和液控单向阀两种。

1. 普通单向阀

图 6-1(a)为管式单向阀，图 6-1(b)为板式单向阀，图 6-1(c)是单向阀的图形符号。

如图 6-1(a)所示，阀芯 1 在弹簧 3 的作用下，其锥面与阀体的锥形面（称为阀座，也可  
为圆柱面）紧密接触，形成密封。压力油  $p_1$  从右口进入单向阀右腔内时，作用在阀芯 1 上

的液压力克服弹簧 3 的弹簧力，使阀芯左移，阀口打开，液流经阀芯的径向孔、阀芯轴向孔和通流孔，压力减为  $p_2$ ，从左口流出。液流从  $p_1$  到  $p_2$  的流向称为正向。当反向供液时，压力油从左口进入单向阀内，作用在阀芯上的液压力使阀口关闭，阀口的密封作用使液流不能通过，所以单向阀不允许油液反向流动。

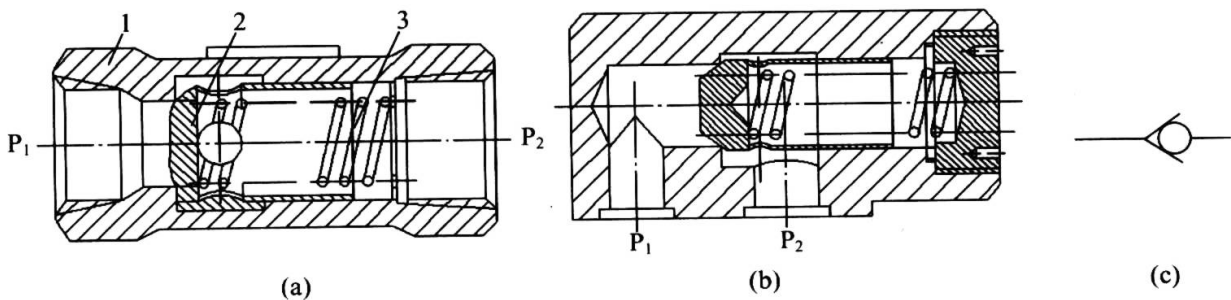


图 6-1 单向阀

(a) 管式连接；(b) 板式连接；(c) 图形符号。  
1—阀心；2—阀体；3—弹簧。

单向阀在油路中主要用来限制液流流向，要求它正向阻力小，压降损失小，动作灵敏可靠，反向泄漏小，密封可靠。因此，选用的弹簧刚度较小，以获得最小的正向阻力。单向阀的开启压力通常为  $0.03\text{MPa}\sim0.05\text{MPa}$ ，额定流量时的压降为  $0.1\text{MPa}\sim0.3\text{MPa}$ 。单向阀的主要用途是装在液压泵的出油液口，在液压泵卸载或意外停转时，防止高压油液倒流入液压泵而影响它的工作；可作背压阀（阻力为  $0.3\text{MPa}\sim0.5\text{MPa}$ ）使执行元件启动平稳；与压力阀和节流阀联合使用，作为执行元件反向运行时回油通道。

### 2. 液控单向阀

允许液体单向通过、反向时关闭或按预定液压控制信号开启的单向阀称液控单向阀。液控单向阀在普通单向阀的基础上增加一个液控口，以控制油液反向流动。图 6-2(a)和图 6-2(b)分别是板式液控单向阀的结构简图和图形符号。如图 6-2(a)所示，当控制口 K 不通压力油时，液控单向阀与普通单向阀一样，油液只能正向流动，反向截止。而当控制口 K 通入压力油时，活塞 1 被推向右边，克服弹簧弹力、液压力等阻力，通过顶杆 2 推动阀芯 3 右移，阀口打开，液控单向阀反向导通，油液可以从原出油口  $P_2$  通过阀口流向原进油口  $P_1$ 。图 6-2(a)是一种简式液控单向阀，K 口需要的最小控制压力为工作压力的  $30\%\sim50\%$  时方可正常工作。因此，在高压系统中，为了降低 K 口的控制压力，常使用一种带卸载阀芯的液控单向阀，使控制压力降至主油路压力的  $4.5\%$  左右，这种结构称为复式液控单向阀。

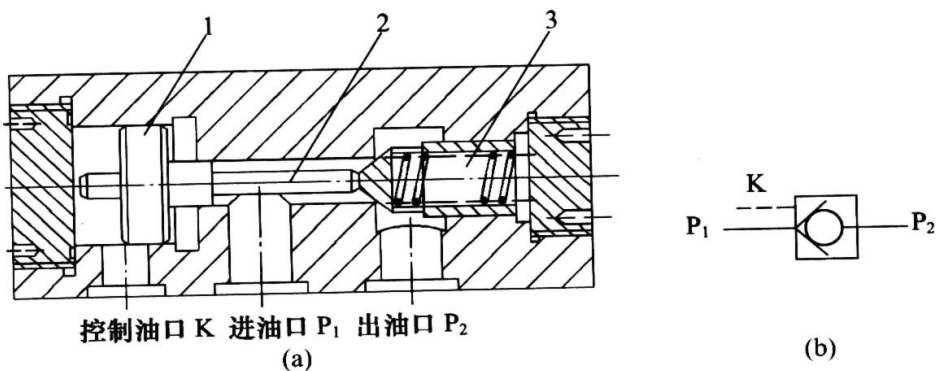


图 6-2 液控单向阀

(a) 结构图；(b) 职能符号。  
1—活塞；2—顶杆；3—阀芯。

3. 双向液压锁

双向液压锁又称双向闭锁阀，它由两个液控单向阀组成，结构原理和职能符号如图 6-3 所示。当压力油液从 A 口流入时，液压力将左端阀芯打开，使油液从 A → A<sub>1</sub>，同时压力油液通过控制活塞 2 将右端阀芯打开，使油液从 B<sub>1</sub> → B 流动。反之，当压力油液从 B 口进入时，B 与 B<sub>1</sub> 接通，A 与 A<sub>1</sub> 接通。当两油口 A、B 均无油液供入时，A<sub>1</sub> 和 B<sub>1</sub> 腔的反向油液依靠顶杆 3（卸载阀芯）的锥面与阀座的严密接触而封闭，这时执行元件被双向锁紧（如汽车起重机的液压支腿回路）。

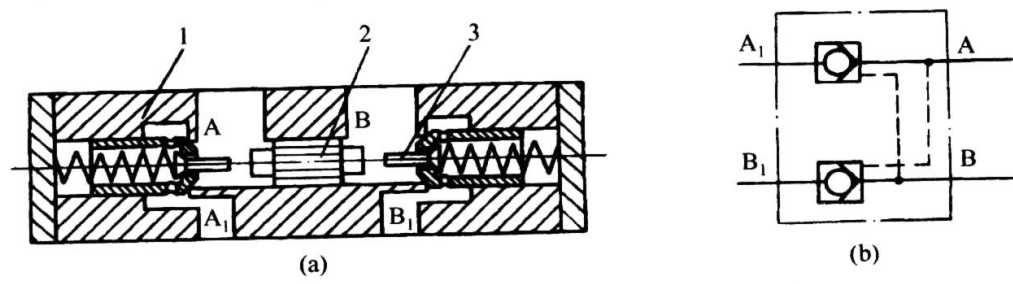


图 6-3 双向液压锁

(a) 结构原理；(b) 职能符号。  
1—阀体；2—控制活塞；3—顶杆（卸载阀芯）。

4. 棱形阀

棱形阀（棱阀）可以看成由两个单向阀组合而成，原理和图形符号如图 6-4 所示，棱形阀有两个进油口 A、B 和一个出油口 P，当 A 口接高压、B 口接低压时，阀芯在两端压差作用下被推向右边，B 口关闭，A → P 接通；反之，B 口接高压时，A 口被封闭，B → P 接通。棱形阀的特点是，阀口 A、B 的油液压力不同时，阀芯往复运动，P 口始终选择与 A、B 的压力较高者接通（压力较低者被封闭），又称压力选择阀。

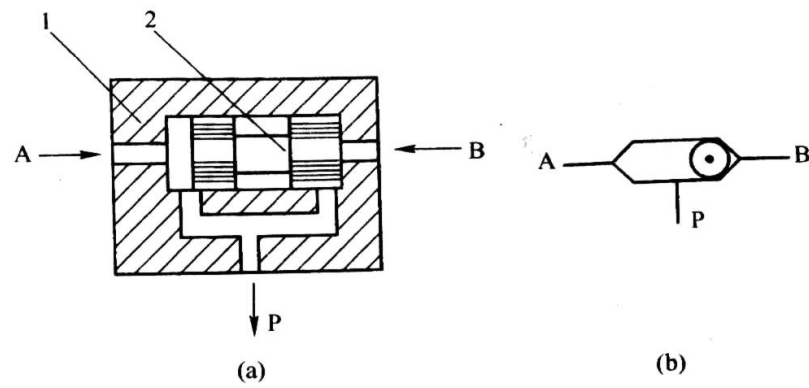


图 6-4 棱形阀

(a) 原理图；(b) 图形（职能）符号。  
1—阀体；2—阀芯。

6.2.2 换向阀

1. 概述

换向阀的作用是利用阀芯与阀体的相对位移，关闭或接通油路，从而改变液流方向，使执行元件启动、停止或改变运动方向。根据阀芯和阀体的相对位移方式，可分为换向滑阀和转阀两大类。换向滑阀是利用阀芯相对阀体的往复直线位移、改变内部通道连通方式而控



制油路通断和改变液流方向的，而转阀是利用柱状阀芯与阀体的旋转位移实现上述作用的。不加特别说明的换向阀即换向滑阀。

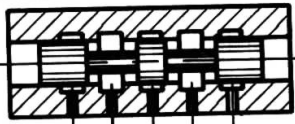
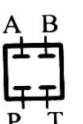
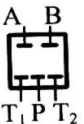
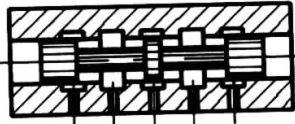
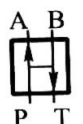

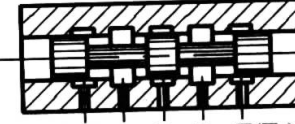
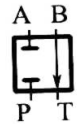


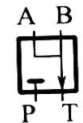


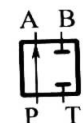

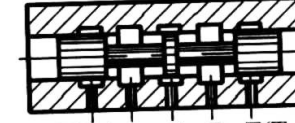
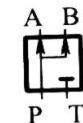

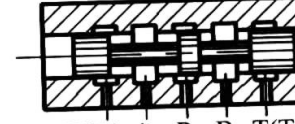
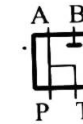
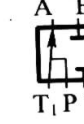







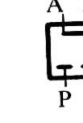




在研究换向阀或分析液压系统工作原理时，通常要用到 3 条重要术语：位数、通路数和中位机能。为改变液流方向或实现液流通断，阀芯相对阀体的工作位置数称位数。自然（零位，静止）位置也是一种工作位置（状态），在液压职能符号中位数是用方框表示的，方框数即阀的位数。换向阀的位数通常为二位或三位（参看表 6-3）。通数或通路数即阀体上与系统油路相联的油路数，符号“ $\perp$ ， $\text{—}$ ”表示一条通路（油口），符号“ $\uparrow$ ， $\downarrow$ ， $\nearrow$ ， $\searrow$ ”表示两条通路（油口）。位数和通路数通常是联合使用的，如几位几通换向阀。在正确的换向阀符号中，不同位置上的通路数必须是相等的，否则是错误的。

表 6-3 滑阀式换向阀结构与图形符号

名 称	结 构 简 图	图 形 符 号	用 途 说 明
二位二通阀			接通与切断油路，相当于一个油路开关
二位三通阀			改变液流流向，从一条油路转换到另一条油路
二位四通阀			进油和回油不变的情况下，切换两个出油口的流向
三位四通阀			左、右位与二位四通阀作用相同。中位时关断所有通油口
二位五通阀			切换两个出油口的流向，有两种回油方式
三位五通阀			左、右位与二位五通阀作用相同。中位时关断所有通油口

中位机能是对三位换向阀而言的。在非控制状态时，中间位置所表示的阀的内部油路连通方式称中位机能。根据中位油路的连通方式不同，可分为 O、P、M、H、X、U、Y 型多种，可参看表 6-4。

表 6-4 三位换向阀的中位机能

机能型号	滑 阀 状 态	中位图形符号		特 点
		四 通	五 通	
O	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	各油口封闭，系统不卸荷，缸锁定
H	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	各油口互通，系统卸荷，缸浮动
Y	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	系统不卸荷，缸浮动
J	 A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	系统不卸荷，缸一腔封闭，另一腔与回油连通
C	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	缸一腔与压力油连通，另一腔封闭，回油口也封闭
P	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	缸二腔都与压力油连通，回油口封闭
K	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	缸一腔与压力油连通，另一腔封闭。回油口封闭，系统可卸荷
X	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	压力油与各油口半开启连通，系统保持一定的压力
M	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	系统卸荷，缸两腔封闭、锁定
U	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	系统不卸荷，缸两腔连通、浮动
N	 T(T <sub>1</sub> ) A P B T(T <sub>2</sub> )	 A B P T	 A B T <sub>1</sub> P T <sub>2</sub>	系统不卸荷，缸一腔与回油连通，另一腔封闭

在分析换向阀工作原理时，还要遇到控制方式、定位和复位方式等问题。控制方式即是使阀芯位移的方式和方法。常见的控制方式（参见表 6-5）有：手动控制、机械控制、液压控制、电磁控制及复合控制。手动控制是利用人工（手和脚）的方法、机械控制是利用机械的方法、液压控制是利用液压力、电磁控制是利用通电线圈产生的电磁力控制阀芯与阀体的相对位移的方法、复合控制通常是电液联合控制即利用电磁力控制导阀进而使液压力控制主阀芯位移从而达到换向目的。当对换向阀施加某种控制和电磁控制方式时，换向阀的工作状态即是与该控制方式相连的阀位的内部连通状态。在液压回路或液压系统中，换向阀的图示位置为静态（自然）位置。用受控边框内的通路连接方式置换静态位置连接方式即表示换向阀的工作状态。生产厂商供应的换向阀就是这样工作的。这也是阅读和分析液压系统的重要方法。

表 6-5 换向阀操纵方式图形符号

名 称	图 形 符 号	名 称	图 形 符 号
手柄式		液压式	
机动滚轮式		弹簧	
机动顶杆式		液压先导控制	
电磁式		电磁—液压 先导控制	

使阀芯相对阀体在工作位置或零位固定的方法称定位方式。常见的定位方式有弹簧定位和机械定位，其中机械定位是最可靠的。在机械定位中，定位符号的凹槽数与阀的工作位置数是一致的。使阀回到原始状态的方法，称复位方式，常见的复位方式有弹簧复位、弹簧对中复位、液压对中复位，后两者是对三位换向阀而言的。

### 2. 换向阀的工作原理

所谓换向阀工作原理就是对阀芯施加一种控制方式，使阀芯相对阀体发生位移，并根据换向阀的具体结构，分析换向阀在受控状态下，其内部油口的连通方式。图 6-5(a)是换向阀的工作原理图，图 6-5(b)是结构原理图，出口 A、B 与液压管路相接称负载口，P 口接压力油，T<sub>1</sub>、T<sub>2</sub> 都是回油口，一般接入油箱。阀芯可以左右移动，图示位置是阀芯处于中间位置（简称为“中位”）的情形，这时阀芯的 3 个大直径部分分别将 P、T<sub>1</sub>、T<sub>2</sub> 三个口封闭，阀的 5 个口互不相通，液压缸活塞锁定，不能移动；当从左边推动阀芯使其向右移动一定距离后，P 与 A 相通，同时 B 与 T<sub>2</sub> 相通，液压缸左腔进油，右腔回油，液压缸活塞向右运动，这种状态称为“左位”；反之，当从右边推动阀芯使其向左移动一定距离后，P 与 B 相通，A 与 T<sub>1</sub> 相通，液压缸活塞向左运动，这种状态称为“右位”。由此可见，使换向阀处于不同的位置，就可以控制执行元件的运动状态。

图 6-5(c)是对应图 6-5(a)换向阀的图形符号，从左至右的 3 个方框分别代表换向阀的左位、中位和右位。图形符号中，外引线在常态位置画出，图 6-5(c)中的常态位置是中位，有 5 条外引线，表示阀的 5 个油口。因该阀有 3 个工作位置，5 个油口，称为“三位五通换向阀”。

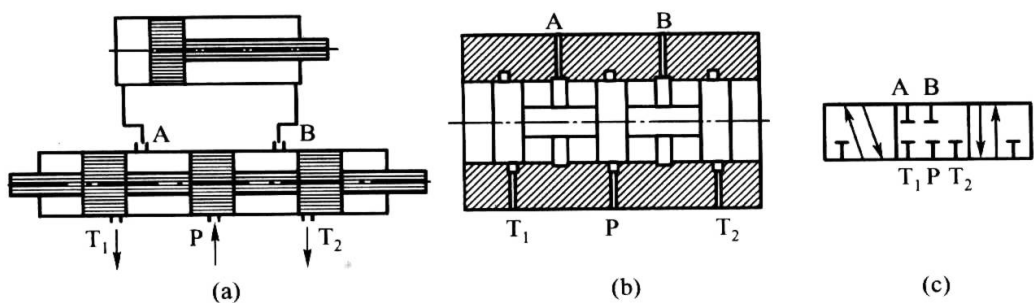


图 6-5 换向阀的工作原理与图形符号

(a) 工作原理图；(b) 结构图；(c) 图形符号。

换向阀阀芯的移动需要施加外力来操纵，表 6-5 中的操纵方式与表 6-3 中不同位数、通路的换向阀组合，构成各类换向阀，如二位三通机动管式换向阀、二位四通电磁换向阀等。

转阀的阀芯作旋转运动，如图 6-6 所示，扳动手柄 1，阀芯 3 在阀体 2 内作转动。图 6-6(a)、(b)、(c) 分别是阀芯在左、中、右 3 个位置的情形，读者可以自行分析其连通情况。这种转阀使用手动操纵，多见于需要手动控制的场合，如机床的对刀调整等。

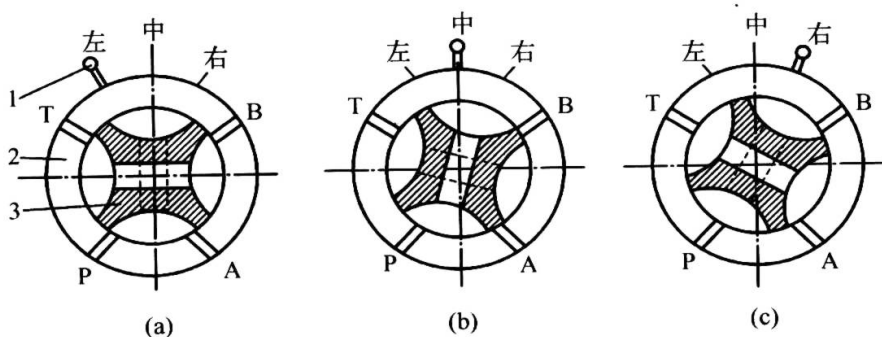


图 6-6 转阀的工作原理与图形符号

(a) 左位；(b) 中位；(c) 右位。

1—手柄；2—阀体；3—阀芯。

### 6.2.3 换向阀的结构

在液压系统中，换向滑阀应用最为广泛，其类型繁多，下面介绍几种典型的换向滑阀结构。

#### 1. 手动换向阀

图 6-7 所示为一种三位四通手动换向阀。通过手柄推动阀芯在阀体内滑动，可以得到换向阀的 3 个工作位置。图 6-7(a) 中利用弹簧钢球定位（图形符号中的定位缺口数必与阀的位数相同），即使松开手柄，阀芯仍能保持所在的工作位置，它适用于需要保持工作状态较长的情况，如机床、液压机、船舶等。图 6-7(b) 是利用弹簧自动复位的，松开手柄后，阀芯立即回到中位而不能保持所在的工作位置，它适用于操作频繁、持续工作状态较短的情况，如工程机械等。

#### 2. 机动换向阀

机动换向阀常利用机床工作台上的挡铁或凸轮来压下阀的滚轮（或顶杆），从而推动阀芯的移动并换位。工作台是在固定的行程距离将滚轮（或顶杆）压下的，机动换向阀又称行程阀。机动阀通常是二位阀，类型有二位三通（作开关阀用）、二位三通、二位四通和二位

五通等多种。二位三通又分常闭和常开两种。图 6-8(a)是常闭的滚轮式二位三通机动换向阀。图示位置为常态，P 与 A 不通。当滚轮 1 被压下时，通过顶杆 2 推动阀芯 3 向右移动，换向阀处左位，P 与 A 接通。滚轮松开后，弹簧自动使阀芯复位。图 6-8(b)为图形符号。

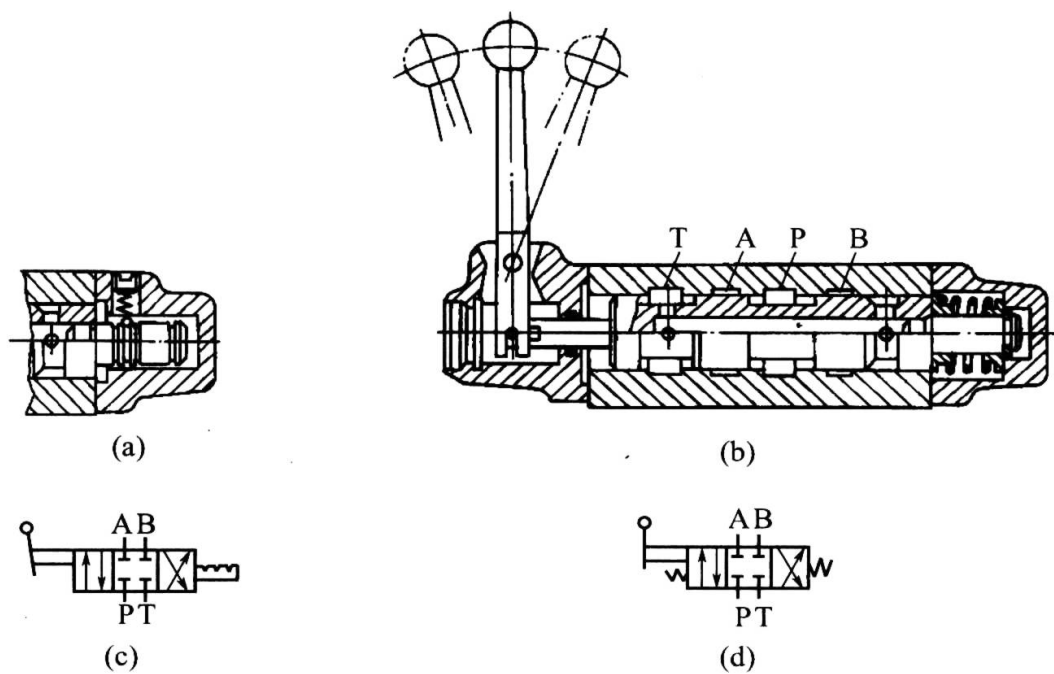


图 6-7 三位四通手动换向阀结构  
(a) 弹簧钢球定位；(b) 弹簧自动复位；(c)、(d) 相应(a)、(b)的图形符号。

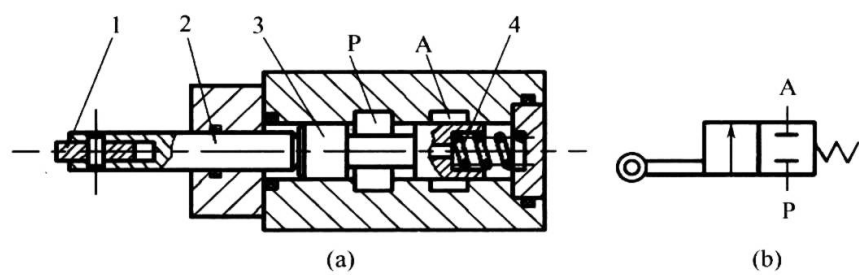


图 6-8 二位三通机动换向阀结构  
(a) 结构图；(b) 图形符号。  
1—滚轮；2—顶杆；3—阀芯；4—弹簧。

### 3. 电磁换向阀

电磁换向阀应用广泛，它通过电磁衔铁的吸合推动阀芯移动，从而达到转换工作位置的目的。电磁换向阀直接接受电信号控制，使液压系统方便地实现自动化运行。

图 6-9(a)所示是三位四通电磁换向阀的结构。在不通电的情况下（常态），阀芯在左右两边的复位弹簧控制下处在中位。P、T、A、B 4 个口均不相通。当右边的电磁铁线圈 4 通电时，衔铁 6 被吸合向左移动，通过推杆 3 推动阀芯左移，换向阀切换至右位工作状态，即 P 与 B 相通，A 与 T 相通。左边的电磁线圈通电时，换向阀切换至左位工作状态，即 P 与 A 相通，B 与 T 相通。图 6-9(a)所示的电磁换向阀可以在 2 个电磁线圈都断电时，按下故障检查按钮 8，通过压杆 7 直接推动阀芯移动换位，维修、检查非常方便。

根据使用的电源不同，电磁换向阀可以分为交流和直流两类，直流式的又有干式和湿式之分。衔铁工作腔不允许浸油的称为干式，衔铁浸在油中的称为湿式。图 6-9(a)是一种湿式。



式电磁换向阀，油液可以通过阀体上的油孔（图中未画出）和推杆与推杆导套之间的间隙进入衔铁工作腔，导套 5 将线圈 4 与油液隔开，保证线圈不浸油。导套 5 必须用软磁性材料，衔铁 6 则用导磁性好的材料。

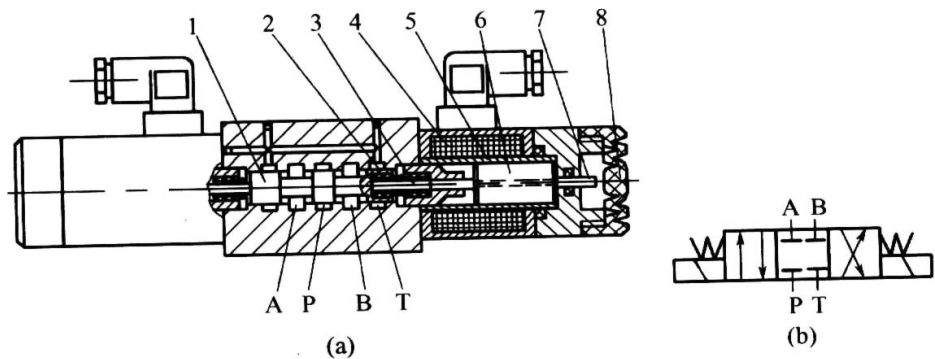


图 6-9 二位二通机动换向阀结构

(a) 结构原理图；(b) 图形符号。

1—阀芯；2—弹簧；3—推杆；4—线圈；5—导套；6—衔铁；7—压杆；8—检查按钮。

直流湿式电磁换向阀具有良好的工作性能。它动作可靠，切换频率一般可达 2Hz，且冲击小、寿命长，因而得到普遍的应用。

4. 液动换向阀

电磁换向阀虽然有诸多优点，但其推力较小，通过较大流量时，滑阀上的液动力和摩擦力加大，阀芯工作的可靠性大大下降。另外，在要求换向时间可以调节的场合，电磁换向阀一般也不适合。如果改用液压力来推动阀芯的运动，则可以解决这些问题，这种阀称为液动换向阀。

图 6-10(a)为液动换向阀的结构原理图。当控制油路的压力油从  $K_1$  口进入滑阀的左腔、滑阀的右腔通过  $K_2$  通油箱时，液压力克服弹簧力等阻力，推动阀芯右移，P 与 A 相通，B 与 T 相通，换向阀处于左位状态，反之， $K_2$  口通入压力油时，换向阀处于右位状态，P 与 B 相通，A 与 T 相通。当  $K_1$ 、 $K_2$  都不通入压力油时，阀芯在两端的弹簧力作用下处于中位，4 个油口均不相通。这种靠弹簧力使阀芯处于中位的称为弹簧对中型，它的结构简单，轴向尺寸较短，应用广泛。其缺点是：因弹簧力较大才能可靠对中，因此控制压力较高。另一种液压对中型的液动换向阀则与此相反，它的阀芯两端的弹簧很弱，靠两端加液压力来对中，但结构较复杂，应用不及前者广泛。

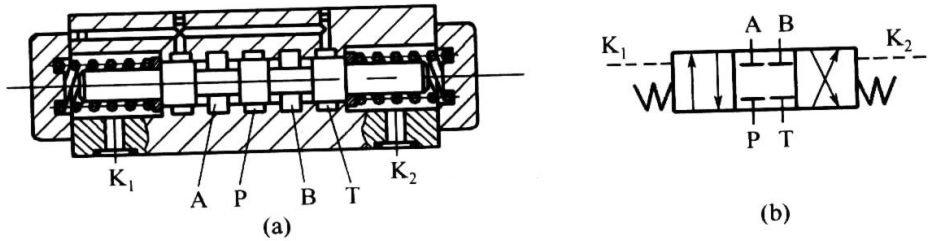


图 6-10 液动换向阀结构（弹簧对中型）

(a) 结构原理图；(b) 图形符号。

5. 电液动换向阀

电液动换向阀由主阀和先导控制阀组成。主阀是液动换向阀，允许通过较大流量。使主阀阀芯移动的控制液流则由一个较小的电磁换向阀提供，电磁阀起先导控制作用。这样，电液换向阀就具有这两种阀的优点。

图 6-11(a)是三位四通电液换向阀结构原理图。当先导电磁阀左边电磁铁 6 通电时，三位四通电磁阀处于左位工作状态。来自主阀 P 口（或外接控制口）的压力油进入阀腔后，又经左邻的 A 口流入主阀左边的单向阀 5，后进入主阀阀芯的左端腔室，从而推动主阀芯向右移动，主阀处于左位状态，P 与 A 相通，B 与 T 相通。主阀阀芯的右端腔室的油液通过右边的节流阀 3，进入电磁阀再流回油箱。调节节流阀就可以控制主阀的换向速度，这在某些应用场合是必须的。反之，如果右边的电磁铁 8 通电，使电磁阀处于右位，则主阀也随之切换至右位，P 与 B 相通，A 与 T 相通。当两个电磁阀均断电时，主阀芯在复位弹簧的作用下回到中位，P、T、A、B 口均互不相通。

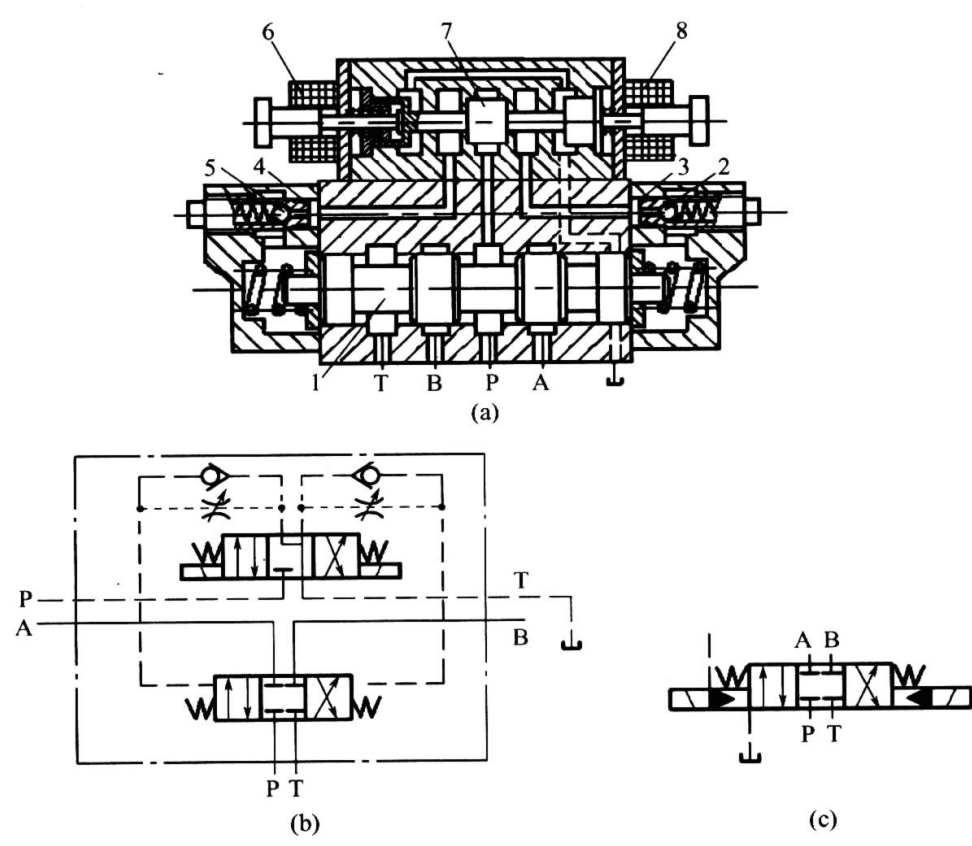


图 6-11 电液动换向阀结构（弹簧对中型）

(a) 结构原理图；(b) 详细图形符号；(c) 简化图形符号。

1—主阀阀芯；2、5—单向阀；3、4—节流阀；6、8—电磁铁；7—导阀阀芯。

### 6.2.4 换向滑阀阀芯上的液动力和卡紧力

液流通过阀口时，产生的液动力作用在阀芯上，使换向阀的性能受到很大的影响。因此，有必要对液动力作分析。液动力可以分为两种：稳态液动力和瞬态液动力。

#### 1. 稳态液动力

稳态液动力是阀芯移动完成后，液流流过阀口时，因动量发生改变而作用在阀芯上的力。图 6-12 所示为液流流过阀口的两种情况，利用动量方程分析可知，这两种情况下，阀芯所受到的轴向液动力  $F_{bs}$  都有使阀芯关闭的趋势，其大小与流量成正比。在高压大流量情况下，这个力将会很大，使阀口不能稳定地打开。解决这个问题的通常方法是采取一些补偿措施。

稳态液动力也有有利的一面，它相当于一个与操纵力相反的回弹力，使滑阀的工作趋于稳定。

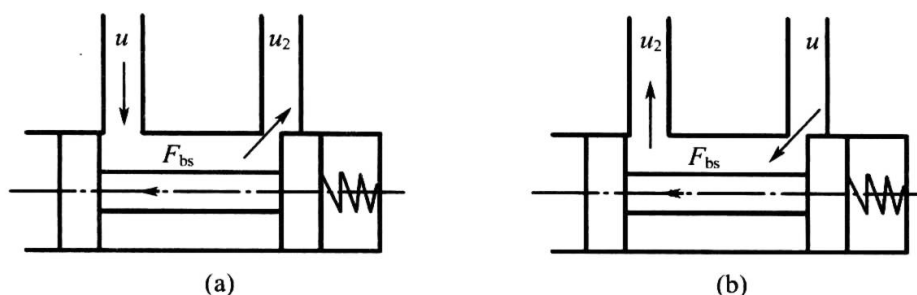


图 6-12 滑阀的稳态液动力

(a) 正阻尼；(b) 负阻尼。

## 2. 瞬态液动力

瞬态液动力是滑阀移动过程中（即开口大小变化时），阀腔内的液流由于加速或减速而作用在阀芯上的力。其大小只与阀芯的移动速度即与阀口的变化率有关。与稳态液动力相比，瞬态液动力较小，但其对阀芯运动的稳定性有影响。根据液流方向和阀芯运动方向，有 4 种组合。图 6-13(a)、(b)是其中的两种情形。

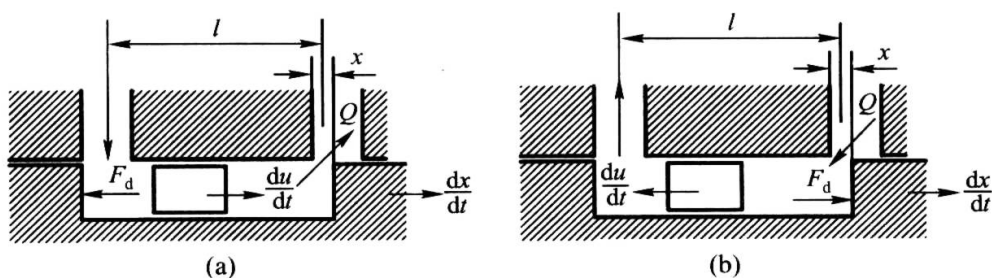


图 6-13 滑阀的瞬态液动力

(a) 正阻尼；(b) 负阻尼。

如图 6-13(a)所示，当阀芯右移时，阀口流量  $Q$  增加，长度为  $l$  的一段阀腔内的液流产生一个向右的加速度  $du/dt$ ，该加速度对阀芯产生一个瞬态液动力  $F_d$ ，它与阀芯运动方向相反，起阻碍阀芯移动的作用， $l$  称为滑阀的“正阻尼长度”。而当阀芯左移欲关闭阀口时，阀腔内的液流减速，瞬态液动力  $F_d$  的方向则向右，也起阻碍阀芯移动的作用。同理可以分析图 6-13(b)情形，此时瞬态液动力  $F_d$  起帮助阀芯移动的作用， $l$  称为滑阀的“负阻尼长度”。

由上分析可知，瞬时液动力的作用应视液流从阀口流入还是流出而定。流出的起正阻尼作用，流入的起负阻尼作用。前者虽有使阀芯运动稳定的趋势，但增大了阀芯运动的阻力，后者则是滑阀不稳定的因素之一。

## 3. 卡紧力

滑阀的阀芯和阀孔之间的配合间隙很小（ $\mu\text{m}$  级），当间隙中有油液时，移动阀芯所需的力并不大（只需克服黏性摩擦力）。可是实际情况并非如此，特别在中、高压系统中，当阀芯停下来一段时间后（一般约 5min 以后），这个阻力可以大到几百牛顿，使阀芯重新移动十分费力，这就是所谓的液压卡紧现象。

发生液压卡紧现象的原因有很多，有的是油液中的杂物（油液污染所致）卡进间隙中；有的是由于配合间隙过小，油温升高造成阀芯膨胀而卡死；但主要原因是来自滑阀运动

副的形状误差和同心度变化所引起的径向液压不平衡力，致使发生液压卡紧，现对此作分析。图 6-14(a)的阀芯有锥度，阀芯大直径处为高压  $p_1$ ，小直径处为低压  $p_2$ ，这种情况称为倒锥。设阀芯相对阀孔有一偏心距  $e$ ，如果阀芯不带锥度，那么在间隙中沿  $x$  向的分布应为一曲线（点划线）。现在阀芯带锥度，高压端的间隙小，因此，压力沿  $x$  先急剧下降后变缓，压力分布曲线下凹，如图 6-14(a)中的曲线  $a$  和  $b$  所示。又因阀芯下部间隙较大，其压力分布曲线  $b$  的凹度较上部的曲线  $a$  小。这样阀芯就受到一个向上的不平衡液压力，如图 6-14(a)中的阴影部分所示，结果使偏心加大，直至将阀芯压紧在阀体上。因此阀芯移动的摩擦力大大增加，阀芯移动困难。图 6-14(b)的情形是阀芯锥度的小端朝向高压端  $p_1$ ，称为顺锥。虽然这时仍然有偏心，同样存在着向下的不平衡力，但该力使偏心减小，反过来又使不平衡力降低，使阀芯有保持在中心的趋势，即顺锥有自动定心的作用，阀芯移动阻力较小。图 6-14(c)所示为阀芯和阀孔的中心线不平行时的情形，这时不平衡力最大。

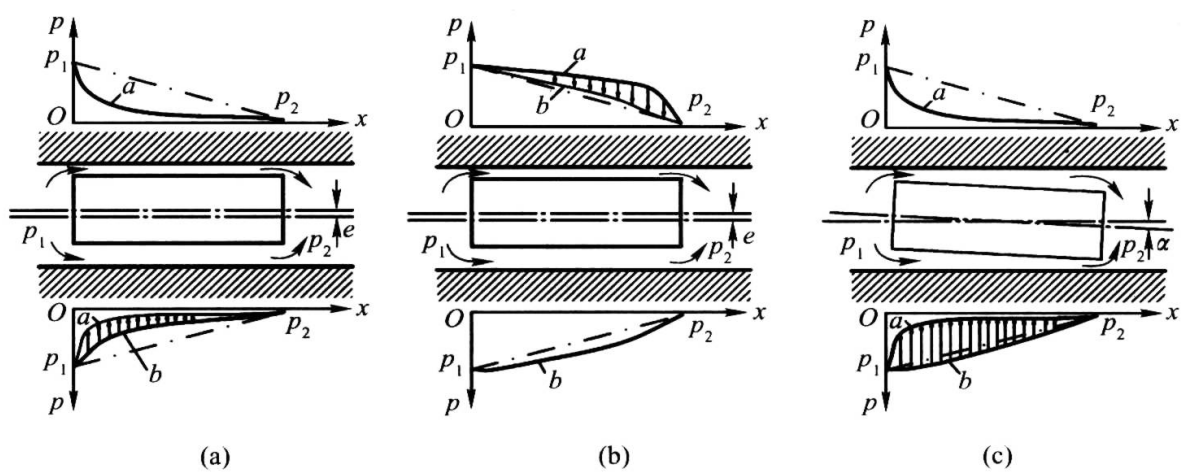


图 6-14 滑阀的卡紧现象  
(a) 倒锥安装；(b) 顺锥安装；(c) 中心线不平行。

为减小径向不平衡力，一般在阀芯台肩上开有几道环形槽（称为均压槽）。槽宽 0.3mm~0.5mm，深 0.5mm~0.8mm，间距 1mm~5mm。均压槽深度比配合间隙大得多，所以均压槽四周有几乎相等的压力，大大减小了阀芯的径向不平衡力。均压槽的效果如图 6-15 所示。虚线  $a$ 、 $b$  为不开环形槽时的上下压力分布曲线，开环形槽后，上下压力分布曲线分别为  $a_1$ 、 $b_1$ 。由于 4 个均压槽内的压力分别为  $p_{r1}$ 、 $p_{r2}$ 、 $p_{r3}$  和  $p_{r4}$ ，因此  $a_1$ 、 $b_1$  曲线在这 4 处的压力值均对应相等。这样， $a_1$ 、 $b_1$  两曲线相差的阴影部分面积（表示径向不平衡压力）大大减小。实验表明，开 3 个等距的均压槽，不平衡力可以减小到 6%。

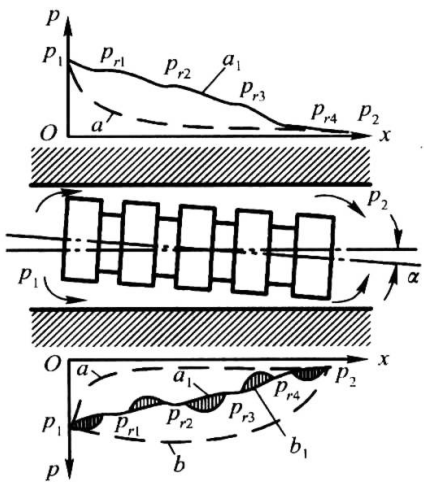


图 6-15 均压槽的效果

需要提到的是，均压槽虽然减少了阀芯与阀孔的配合面积，但从高压区到低压区的泄漏量并未增加，相反，由于偏心量的减少和泄漏阻力的增加，实际泄漏量大为减小，即起到所谓“间隙密封”的作用。

液压卡紧现象不仅在换向阀中存在，而且在其他液压阀中以及柱塞副中也普遍存在。为了减小卡紧力，除了开均压槽外，还必须对滑阀的几何精度、配合间隙、装配工艺进行控制。

### 6.2.5 多路换向阀

#### 1. 简述

多路换向阀是由两个或两个以上的换向阀为主体构成的一种集成化结构的手动控制的复合式换向阀，用以控制多个执行元件的运动。根据液压系统的要求不同，可将安全阀、单向阀、补油阀、分流阀、制动阀等组合在一起（阀内）。与其他类型的换向阀相比，它具有结构紧凑、压力损失小、管路简单、多位性能、使用寿命长、安装操作方便等优点。它主要用于起重运输机械、工程机械和其他要求操纵多个执行元件的行走机械的集中控制。多路换向阀多由手动换向阀组合而成，也可由电液比例控制方向阀或电液数字控制方向阀组合而成。因而其控制方式多为手动式，也有机动、液动、电磁、电液等控制形式。

按阀体结构形式，多路换向阀分为整体式和分片式。整体式多路换阀是将多个换向阀的阀体铸造成一个整体，所有换向阀阀芯及各种阀类元件都装在这一阀体内。阀体铸有连接通道，拐弯处过渡圆滑，过流损失小，过流能力大，阀体刚性好，阀芯配合精度可得到较大提高，加工量减小，内泄漏小，结构更加紧凑。这种阀体的缺点是铸造技术和加工工艺要求高，清砂困难，质量控制难度较大，比较适合用在相对稳定及大批量生产的机械上。分片（联）式多路换向阀由若干片（联）阀体组成，一个换向阀称为一片（联），用螺栓将叠加的各片连在一起。它可以用很少几种单元阀体合成多种不同功能的多路阀，能够适用多种机械的需要，它具有通用性强、制造工艺好等优点，缺点是阀体体积大，加工面多，出现泄漏的可能性较大等。

若按油路连接方式，多路换向阀可分为并联、串联和串并联多种形式，简介如下。

#### 2. 并联油路多路换向阀

该阀结构原理和图形符号如图 6-16 所示，这类多路换向阀进口压力油可以直接通到各联滑阀的进油口，各联滑阀的回油口又都直接通到多路换向阀的总回油口。当采用这种油路连通方式的多路换向阀同时操作多个执行元件同时工作，压力油总是先进入负载压力较低的执行元件。因此只有各执行元件的负载压力相等时，它们才能同时动作。

#### 3. 串联油路多路换向阀

串联油路的多路换向阀如图 6-17 所示，每联滑阀的进油口都和前联滑阀的中位油口相通，即前联回油口都和后联滑阀的中位进油口相通，这样，可使串联油路内的数个执行元件同时动作，其条件是串联回路多路换向阀的进油口 P 的压力要大于所有同时动作的执行元件的各腔压力之和。因此，并联油路多路换向阀的进口 P 的压力比较高，损失相应也较大。

#### 4. 串并联油路

串并联油路的多路换向阀如图 6-18 所示，，每联滑阀的进油口都和前联滑阀的中位油口相通，每联回油口都直接与总回油口连接，即各滑阀的进油口串联，回油口并联。串并联油路多路换向阀的特点是：当某联滑阀换向时，其后各联滑阀的进油道当即被切断。因此，一组多路换向阀中只能有一个滑阀工作，即滑阀之间具有互锁功能，可以防止误动作。



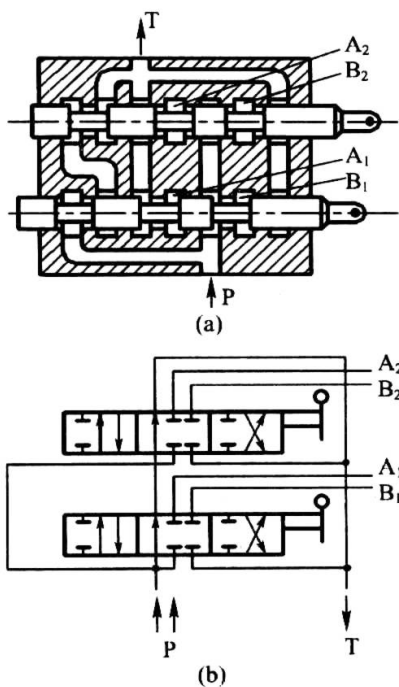


图 6-16 并联油路多路换向阀  
(a) 结构原理图; (b) 图形符号。

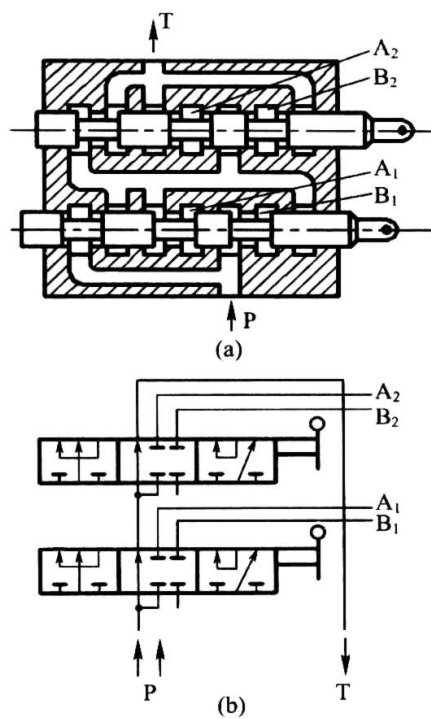


图 6-17 串联油路多路换向阀  
(a) 结构原理图; (b) 图形符号。

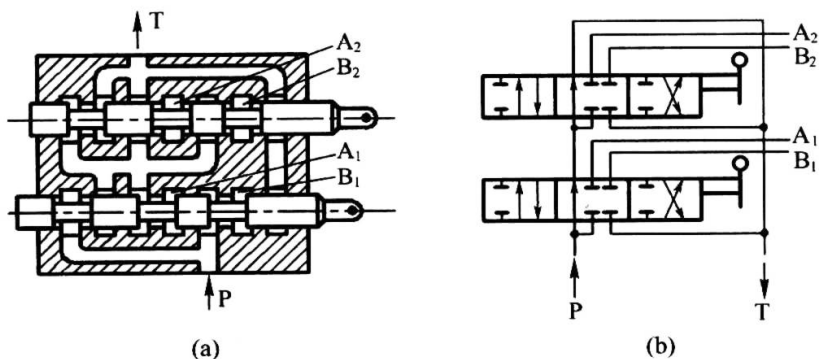


图 6-18 串并联油路多路换向阀  
(a) 结构原理图; (b) 图形符号。

## 5. 多路换向阀实例

图 6-19 为用于叉车上的一种 ZFS 型多路换向阀。它由进油阀体 1、回油阀体 4 和两片换向阀 2、3 组成，彼此用螺栓 5 连接。其油路连接方式为并联连接，在相邻阀体间装有 O 形密封圈（图中未画出）。进油阀体 1 内装有溢流（安全）阀（图中仅画出其进油口 K）。换向阀为三位六通，其工作原理与一般手动换向滑阀相同。当换向阀 2、3 的阀芯未被操纵时（图示位置），压力油液从 P 口进入，经阀体内部通道直通回油阀体 4，并经回油口 T 返回油箱，液压泵处卸载状态；当换向阀 3 的阀芯向左移动时，阀内卸载通道被切断，油口 A、B 分别于 P、T 口接通；当换向阀 3 的阀芯反向移动，则油口 A、B 分别于 T、P 口接通，这样可使执行元件（倾斜缸）完成一个工作循环。

一种整体式多路换向阀如图 6-20 所示，油路为串并联连接方式。阀 1 为三位（左、中右）四通换向阀，阀 2 为四位（I、II、III、IV）四通换向阀，阀 3 为单向阀，阀 4 为安全（溢流）阀。当阀 1 处中位、阀 2 处 III 为（图示位置）时，从 P 口来的压力油液经中间通道直接从 T 口回油箱。当换向滑阀 1 的阀芯右移而处左位时，P 与 T 断开，来自 P 口的压力油液经换向阀的阀芯上的径向孔而打开单向阀 2 到 A<sub>1</sub> 口，即 P→A<sub>1</sub> 接通，同时执行元

件的回油口  $B_1$  经阀芯上的径向孔与回油口  $T$  接通回油箱。当换向滑阀 1 的阀芯反向移动时,  $P \rightarrow B_1$  接通,  $A_1 \rightarrow T$  接通, 这样可控制一个执行元件完成一次工作循环, 同样, 操纵换向滑阀 2, 可使另一执行元件完成相应的动作。

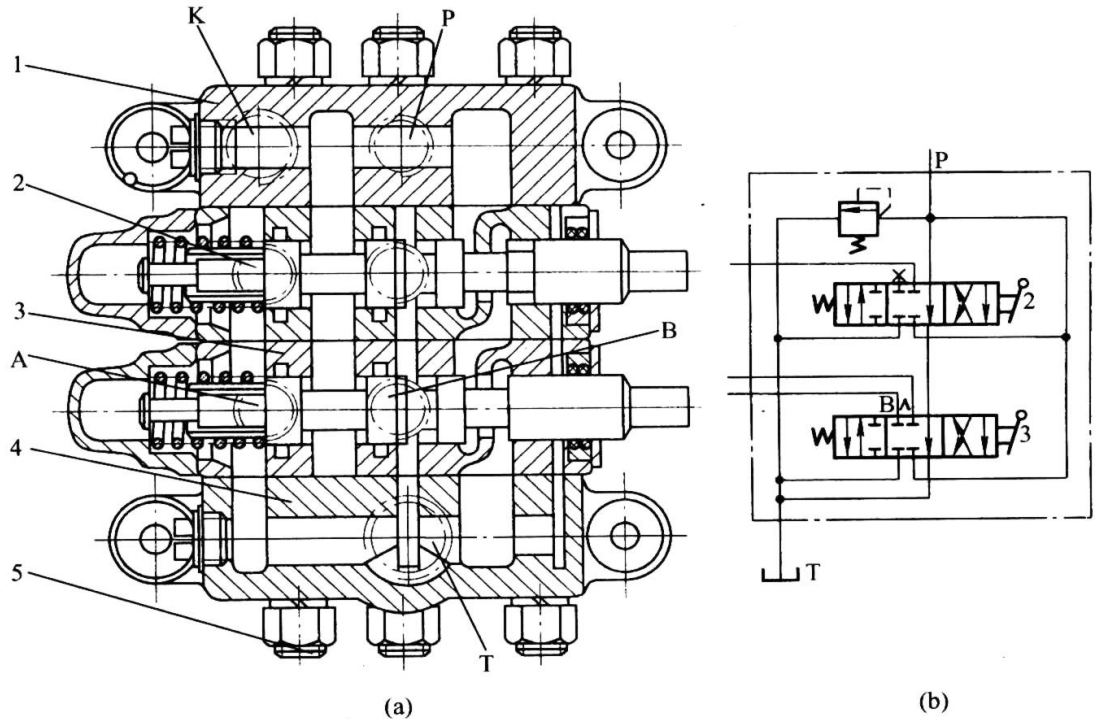


图 6-19 组合式 (分片式) 多路换向阀

(a) 结构图; (b) 图形 (职能) 符号。

1—进油阀体; 2—升降缸换向阀; 3—倾斜缸换向阀; 4—回油阀体; 5—连接螺栓。

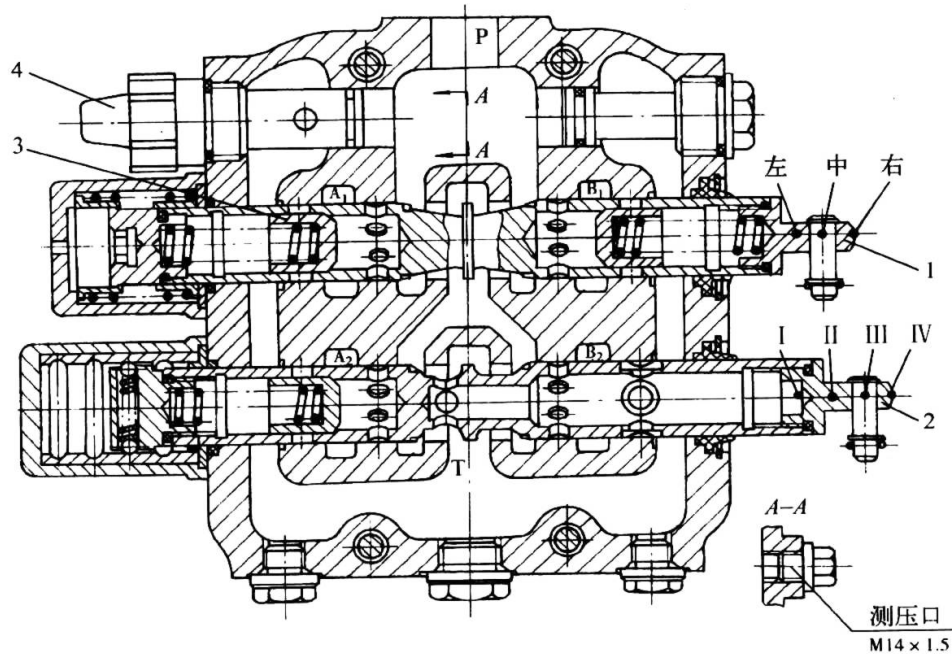


图 6-20 整体式多路换向阀

1—三位四通滑阀; 2— 四位四通滑阀; 3—单向阀; 4—安全 (溢流) 阀。

### 6.3 压力控制阀

以液压力与弹簧力相平衡而进行压力控制的元件称压力控制阀, 简称压力阀。顾名思

义，压力阀在油路的主要作用是用来控制液流压力的。压力控制阀种类繁多，常见的类型见表 6-6。本节介绍压力阀的原理、结构、性能。

表 6-6 压力控制阀的类型

溢流阀	直动式溢流阀	滑阀式
		锥阀式、球阀式
	先导式溢流阀	一级同心结构（滑阀）
		二级同心结构（锥阀）
		三级同心结构（锥阀）
减压阀	定压式减压阀（减压阀）	直动式（以滑阀式为主） 先导式（以滑阀式为主）
	定差式减压阀	
	定比式减压阀	
顺序阀	直动式顺序阀	
	先导式顺序阀	
压力继电器		柱塞式、弹簧管式、膜片式和波纹管式

6.3.1 溢流阀

1. 溢流阀的种类和作用

以液压力与弹簧力相平衡而维持进口压力近于恒定、系统中多余油液通过该阀回油箱的压力控制阀称溢流阀。根据结构不同，溢流阀主要有直动式和先导式两种。

溢流阀在液压系统中主要起稳定压力或安全保护的作用。它是液压系统中最重要元件之一，几乎所有的系统都要用到溢流阀，其性能的好坏对液压系统的正常工作有重大影响。溢流阀在油路中的使用比较灵活，可以有不同的用途，不同的工作状态，但只要了解它的结构和原理，也就不难理解了。

2. 直动式溢流阀

根据阀芯形状不同，直动式溢流阀有三种：球芯式、锥芯式和滑阀式溢流阀。球芯式应用较少，锥芯式动作灵敏，适于作安全阀，而滑阀式溢流阀压力稳定性好，适用作调压阀以稳定系统的工作压力。

图 6-21(a)为滑阀式直动溢流阀的工作原理图。5 是调压手柄，7 是调压弹簧，3 是阀芯，阀体 2 上阻尼孔 1 的作用是对阀芯的运动产生阻尼，以提高阀芯的稳定性。P 为进油口（液压泵出口的分支管路接口），T 为回油箱接口。转动调压手柄 5，使调压弹簧 7 预压缩量为  $x_0$ ，则阀芯 3 在弹簧预压力  $F_s = kx_0$  作用下，与阀腔下平面接触而沉在底部，阀口处关闭状态。来自 P 口的压力油液  $p$  经阻尼孔 1 进入阀芯 3 的底部；若阀芯底部面积为  $A$ ，当液压力  $pA$  小于弹簧预紧压力  $F_s = kx_0$  时，阀口关闭，阀处于非工作（非溢流）状态；当压力  $p$  升高使液压力  $pA = kx_0$  时，阀处于临界（关闭和开启）状态；当压力再次升高使  $pA > kx_0$  时，则阀芯 3 升起，P 与 T 导通，则液压泵的部分出口油液经溢流阀溢流回油箱，阀进口压力保持近于恒定。这时阀芯上的力平衡方程为

$$pA = k(x_0 + x) + F_g + F_{bs} + F_f$$

(6.3.1)

式中  $p$  ——系统的工作压力；

$A$  —— 阀芯面积,  $A = \pi d^2 / 4$ ,  $d$  为阀芯直径;  
 $F_g$  —— 阀芯自重;  
 $F_{bs}$  —— 稳态液动力;  
 $F_f$  —— 摩擦力;  
 $x_0$  —— 弹簧预压缩量;  
 $x$  —— 阀芯位移, 即阀口的开口量 (假定零开口);  
 $k$  —— 弹簧刚度。

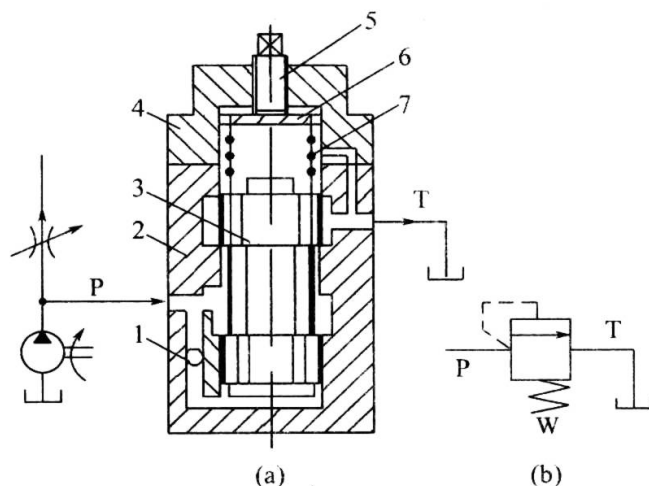


图 6-21 滑阀式直动溢流阀工作原理图

(a) 结构原理示意图; (b) 图形符号。

1—阻尼孔; 2—阀体; 3—阀芯; 4—阀盖; 5—调压螺钉; 6—弹簧座; 7—调压弹簧。

通常  $x \gg x_0$ ,  $F_g$ 、 $F_{bs}$  和  $F_f$  可不计, 则有

$$p = p_k = \frac{kx_0}{A} = \text{const} \quad (6.3.2)$$

式中  $p_k$  —— 临界压力。

由式 (6.3.2) 知, 调节弹簧 2 的预压缩量  $x_0$ , 便可得到不同的稳定的工作压力 (调定压力)。阀的实际工作压力  $p$  总是略大于  $p_k$ , 但总可保持基本稳定。当液压泵负载发生变化而引起进口压力波动时, 经自动调节也可保持进口压力基本稳定。调节过程如下: 假定工作压力  $p$  升高 → 阀芯上移 → 阀开口量  $x$  变大 → 溢流阀流量  $Q$  变大 → 阀口阻力变小 → 阀口压力  $p$  下降, 又回到原来调定值上, 即溢流阀进口压力保持稳定。只要用手柄调定弹簧的预压缩量, 就可以得到不同的稳定压力 (称为调定压力)。

反之, 如果由于某种原因使进口压力  $p$  下降, 压力自动调节与上述的过程相反, 同样可使进口压力保持稳定。需要注意的是, 压力稳定的过程是一个震荡过程, 需经几个震荡周期才能趋于稳定。

由上可见, 起稳定压力作用的溢流阀实际上是一个负反馈系统, 反馈信号取自进口压力  $p$ , 称为控制压力, 在图 6-21(b) 的图形符号中用虚线表示。稳压时阀口虽有一定的开口量  $x$ , 但常态下 (进口无压力)  $P$  与  $T$  不通, 故图形符号中箭头偏向一边。另外, 溢流阀的出口  $T$  通常接通油箱, 所以图形符号中也将油箱画出。

图 6-22 为滑阀直动式溢流阀的结构。从进油口  $P$  进入的压力油通过阀芯 3 的径向孔和阻尼孔  $a$  作用在阀芯底部, 该液压力与弹簧 2 的弹簧力平衡, 溢流流量从阀  $P$  口流向  $T$

口，为防止泄漏，需要一定的重叠长度。

直动式溢流阀的弹簧是直接和进口压力相平衡的。由式（6.3.2）可知，弹簧力的大小与所控制的压力（进口压力）成正比，因此如要提高被控压力，一是减小阀芯的作用面积；二是要增加弹簧的刚度。因受阀的结构限制，通常是采用第二种方法，即采用大刚度的弹簧。这样，在阀芯相同位移的情况下，弹簧力变化较大，因而使阀的稳压精度降低。所以这种滑阀式结构的溢流阀一般只能用于压力小于 2.5MPa 的小流量场合。较新型的直动式溢流阀采用锥阀式或球阀式，可以直接用于高压、大流量的场合。

3. 先导式溢流阀

先导式溢流阀克服了直动式的缺点，可以应用于高压大流量的场合，同时也具有较好的压力稳定性。图 6-23(a)是先导式溢流阀的原理图，图 6-23(b)是它的图形符号。

如图 6-23(a)所示，先导式溢流阀由先导阀（锥芯式直动溢流阀）和主阀组成。压力油从 P 口进入，通过阻尼孔 3 到达主阀芯上腔、先导阀的前腔，作用在先导阀芯 4 上（锥面）。当进口压力  $p$  较低时，液压力不能克服先导弹簧 5 的弹簧力，导阀关闭。设主阀芯的下腔、上腔和先导阀的前腔的压力分别为  $p$  和  $p_1$ ，由于没有液流流动，各腔内的油液处于静止，因此各腔内压力相等，即  $p = p_1$ ；又主阀芯上、下腔的有效面积相等（设均为  $A$ ），故主阀芯上的液压力平衡，主阀芯在较软的主弹簧 1 的作用下处于最下位置，主阀口封闭，P 与 T 不通，无液流通过。

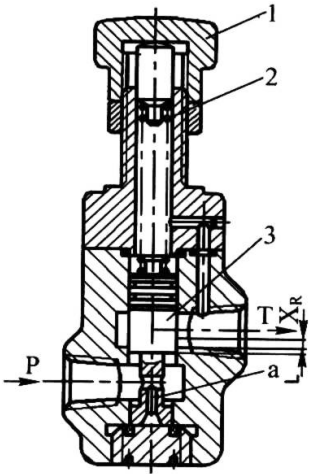


图 6-22 滑阀式直动溢流阀的结构  
1—手柄；2—弹簧；3—阀芯；a—通道。

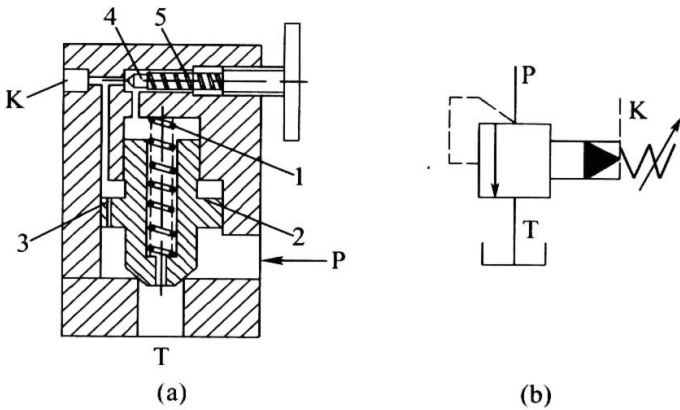


图 6-23 先导式溢流阀的原理  
(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

1—主弹簧；2—主阀芯；3—阻尼孔；4—先导阀芯；5—先导弹簧。

如果进口压力  $p$  升高， $p_1$  随之升高，当作用在先导阀芯 4 上的液压力足以克服先导弹簧 5 的弹簧力时，先导阀芯 4 打开，液流通过阻尼孔 3、先导阀阀口和主阀阀芯轴向通孔流回油箱。由于液流通过阻尼孔时产生压降  $\Delta p = p - p_1$ ，使主阀下腔的液压力  $pA$  大于上腔的液压力  $p_1A$ ，当液压力差  $\Delta pA$  大于主弹簧 1 的弹簧力和其他阻力时，主阀芯 2 上移，主阀开启，部分油液经过主阀口 T 溢流回油箱。

设主弹簧力  $F_s$ 、主阀芯自重  $F_g$ 、稳态液动力  $F_{bs}$ 、摩擦力  $F_f$ ，则主阀芯受力平衡方程



式为

$$\begin{cases} pA - p_1A = k(x_0 + x) + F_{bs} + F_g + F_f \\ p_1A_c = k_c(x_{0c} + x_c) \end{cases} \quad (6.3.3)$$

式中  $p$ ——进口压力;

$p_1$ ——主阀芯上腔即先导阀入口压力;

$A$ ——主阀芯面积 (上下腔面积近乎相等);

$k$ ——主阀弹簧刚度;

$x_0$ ——主阀弹簧压缩量 (不可调节);

$k_c$ ——先导阀弹簧刚度;

$x_{0c}$ ——先导阀弹簧预压缩量 (可调节);

$x$ ——主阀开口量 (阀芯位移);

$x_c$ ——先导阀开口量 (阀芯位移)。

通常  $x \gg x_0, x_{0c} \gg x_c$ ,  $F_g$ 、 $F_{bs}$  和  $F_f$  可不计, 则有

$$p = \frac{k_c(x_{0c} + x_c)}{A_c} + \frac{k(x_0 + x)}{A} \approx \text{const} \quad (6.3.4)$$

由上式知, 先导式溢流阀的工作压力  $p$  主要是由先导阀调节的, 主阀芯上压力差  $\Delta p = p - p_1$  一般不大, 故主弹簧较软 ( $k \ll k_c$ ), 这样主溢流流量变化引起的开口量  $x$  的变化很小, 因而对溢流压力的影响很小。先导阀的溢流量很小 (约为主阀额定流量的1%), 因此先导阀的通流面积和阀芯位移  $x_c$  很小, 调压弹簧刚度  $k_c$  不必很大就能得到较高的溢流压力。一般高压大流量溢流阀均为先导式溢流阀。

在上述的分析中, 先导阀的远程控制口  $K$  是封闭的 (见图 6-23(a))。如果利用  $K$  口, 可以完成一些特定的功用。

### 1) 远程调压

将  $K$  口接到另一个直动式溢流阀的进油口, 可以利用该直动式溢流阀 (称为远程调压阀) 进行远程调压。这时远程调压阀就代替了原来的先导阀工作, 调节远程调压阀的弹簧力, 就可以调节先导式溢流阀主阀的工作压力。远程调压阀的调节压力必须小于先导式溢流阀 (主阀) 的原先导阀的调定压力, 否则远程调压阀将不起作用。如果使用换向阀并行连接几个远程调压阀, 可实现多级调压功能。

### 2) 使液压泵卸载

如果利用二位三通换向阀与先导式溢流阀的先导阀并联 (接  $K$  口处), 当二位三通阀使  $K$  口直接通油箱时, 这时先导阀口处压力  $p_1$  近似为零。由于主阀弹簧很软, 只要进油口有很小的工作压力  $p$ , 即可使主阀芯处于最高位置, 阀口完全打开,  $P$  与  $T$  口相通, 泵输出油液全部流回油箱, 且系统压力很低, 实现卸载。

图 6-24 为国产 YF 型溢流阀的结构, 其工作原理与图 6-23 完全相同。它的主阀口为锥阀, 比滑阀形式的阀口密封好, 动作也更加灵敏 (锥阀没有重叠部分, 稍一移动即可打开通流缝隙, 滑阀则需要提升重叠长度后才能开启)。另外, YF 型溢流阀的阀芯为三段式 (中间大, 两头小), 所以能形成较大的压力差, 因此系统压力的微小变化就能引起阀芯的移动, 即稳压精度较高。为了增加阀芯的稳定性, 阀芯下端设计了一个减振尾。三级同心式的

缺点是工艺复杂，阀芯的有三处（封口锥面、中部大圆柱、上部圆柱）要求同心，因此称为三级同心式。

图 6-25 为某引进产品的结构，它是二级同心式，即阀芯的封口锥面和外圆柱面要求同心度，工艺性比三级同心式好。压力油从 P 口进入，通过阻尼孔 a 作用于先导阀前腔和主阀上腔。当压力上升使先导阀打开时，液流流动，阻尼孔产生的作用在主阀阀芯上下腔产生压力差而使阀芯上移，主阀口打开。由于主阀芯受到的稳态液动力有使之关闭趋势，故主阀芯运动较三级同心式稳定。

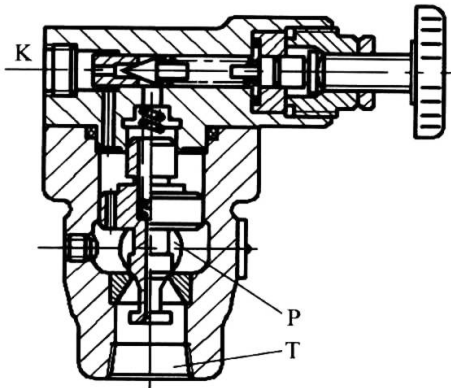


图 6-24 YF 型溢流阀（三级同心式）

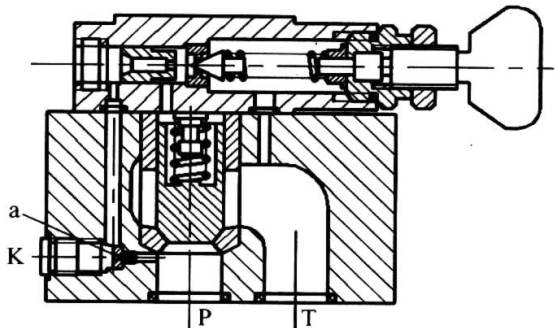


图 6-25 DB 型溢流阀（二级同心式）

#### 4. 溢流阀的性能

##### 1) 静态性能

(1) 压力调节范围。压力调节范围是指调压弹簧在给定的范围内调节时，系统压力能平稳地上升或下降，且压力无突跳及迟滞现象，这个范围即为压力调节范围。

(2) 最大流量和最小稳定流量。最大流量和最小稳定流量决定了溢流阀的流量调节范围，流量调节范围越大的溢流阀应用范围越广。溢流阀的最大流量也就是它的公称流量，又称为额定流量，在此流量下溢流阀工作应无噪声。溢流阀的最小稳定流量取决于它的压力平稳性要求，一般规定为额定流量的 15%。

(3) 启闭特性。也称为压力流量特性 ( $p-Q$  特性)。当溢流阀调压弹簧的预压缩量调定以后，溢流阀的开启压力  $p_k$  即已确定，阀口开启后溢流阀的进口压力随溢流量的增加而略有升高，流量为额定值时的压力最高 ( $p=p_s$ )，随着流量减少，阀口则反向趋于关闭，进口压力降低，阀口关闭的压力为  $p_b$ 。因摩擦力的方向不同， $p_b < p_k$ 。启闭特性的好坏用开启比  $\bar{p}_k$  和闭合比  $\bar{p}_b$  衡量：

$$\bar{p}_k = \frac{p_k}{p_s} \times 100\% \tag{6.3.5}$$

$$\bar{p}_b = \frac{p_b}{p_s} \times 100\% \tag{6.3.6}$$

$\bar{p}_k$  和  $\bar{p}_b$  值越大，则  $p_k$  和  $p_b$  与  $p_s$  越接近，启闭特性越好。一般应使  $\bar{p}_k \geq 90\%$ ， $\bar{p}_b \geq 85\%$ 。先导式的要比直动式启闭特性好（见图 6-26）。

(4) 卸载压力。当溢流阀的远程控制口 K 与油箱相连时，额定流量下的压力损失称为卸载压力，其值越小越好。一般规定溢流阀的卸载压力为 0.2MPa~0.4MPa。

##### 2) 动态性能

如图 6-27 所示，当溢流阀阀口从关闭到突然打开、溢流量由零阶跃至额定流量时，其

进口压力即它所控制的系统压力由零迅速升至调定压力  $p_H$ 。上升时间（响应时间）为  $\Delta t_1$ ，但它并不能立即稳定下来，而需要一个振荡衰减过程，最终稳定在  $p_H$  上（当振幅在  $(1 \pm 5\%) p_H$  范围内时视为稳定）。这个过渡过程经过的时间  $\Delta t_2$  称为过渡过程时间。显然， $\Delta t_1$  越小，溢流阀的响应越快； $\Delta t_2$  越小，溢流阀的动态过程过渡时间越短。一般要求  $\Delta t_2 = 0.5s \sim 1s$ 。

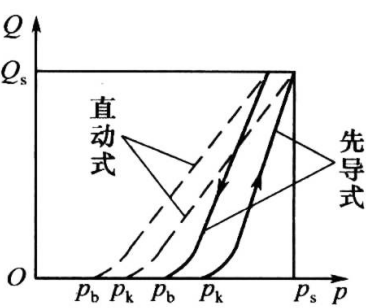


图 6-26 溢流阀启闭特性

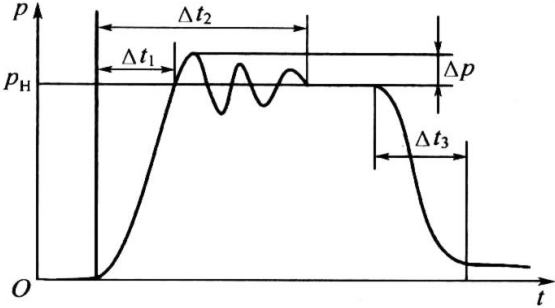


图 6-27 溢流阀动态特性

当溢流阀卸载时，也要经过压力卸载时间  $\Delta t_3$  后，才能降到卸载压力  $p_{min}$ 。一般要求  $\Delta t_3 = 0.03s \sim 0.09s$ 。

压力超调率  $\delta_p$  是衡量溢流阀动态稳压误差的性能指标，它是指最大峰值压力  $p_{max}$  和调定压力  $p_H$  之差  $\Delta p = p_{max} - p_H$ （又称压力超调量）与调定压力  $p_H$  比的百分值，即

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{p_H} \times 100\% \tag{6.3.7}$$

一般要求  $\delta_p \leq 30\%$ 。需要说明的是：溢流阀的动态性能指标不仅仅由阀本身的结构决定，在很大程度上还受系统的安装参数影响，如阀前腔容积的大小和当量弹性模量（与所连接的管道材料及液压油中的含气量等有关）等参数。

### 5. 溢流阀的应用

溢流阀在液压系统中所起的作用有 4 种，分别叙述如下：

#### 1) 作调压阀以稳定系统压力

在图 6-28(a)所示的定量泵系统中，节流阀与溢流阀并联，泵输出流量  $Q_s = \text{const}$ ，节流阀用以调节进入执行元件的流量  $Q_L$ 。 $Q_s$  的选择原则是  $Q_s \geq Q_L$ ，以满足执行元件最大速度。在正常工作时， $Q_s$  显著大于  $Q_L$ ，多余流量经溢流阀溢流回油箱。因而在正常工作时，溢流阀总是开启的（常开），因而保证了系统工作压力稳定。调节节流阀口的开度，可调整节流阀和溢流阀的通流量。由于溢流阀在通流量变化很大时进口压力变化甚微，这就保证了系统工作压力的稳定性。

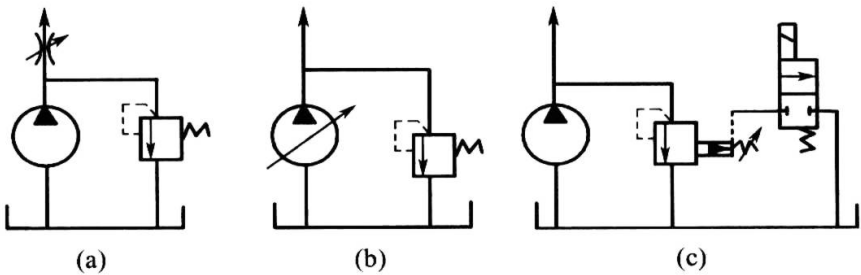


图 6-28 溢流阀的作用

(a) 稳定系统压力；(b) 限制最大工作压力；(c) 卸载。

## 2) 作安全阀以限定系统最高压力, 保障系统安全

在图 6-28(b)所示的变量泵系统中, 泵输出流量可根据执行元件的需要而自动调节。系统正常工作时无多余流量经溢流阀旁路溢流回油箱, 溢流阀是闭合的(常闭), 只有当系统工作压力超过溢流阀设定压力(一般为最高工作压力的 110%)时, 溢流阀才开启溢流, 以限制系统的最高工作压力, 保障了系统的安全。

## 3) 作卸载阀和远程调压阀

在图 6-28(c)所示的定量泵系统中, 调压阀为先导式溢流阀, 在其先导阀控制口处并联二位二通阀。当二位二通阀通电而处上工位时, 先导阀控制压力为零, 使泵卸载。将图中的二位二通阀换成锥心式溢流阀, 则可作远程调压阀。但只有远程调压阀的调节压力低于主阀调节压力时, 才起远程调压作用。

## 4) 作背压阀

溢流阀还可用作背压阀, 这时一般用直动式溢流阀, 将它串接在系统的回油路上, 以产生一定的回油阻力, 改善执行元件运动的平稳性。

# 6.3.2 减压阀

用节流的方法使出口压力低于进口压力的控制阀称减压阀, 减压阀的作用是控制出口压力, 根据调节规律不同, 减压阀可分为 3 种类型:

(1) 定值减压阀。在出口获得低于进口压力的稳定压力。这种减压阀最为常用, 有时直接称为减压阀。

(2) 定差减压阀。保持进、出油口之间的压力差不变。

(3) 定比减压阀。保持进、出油口之间的压力比不变。

减压阀的进口压力称一次压力, 出口压力称二次压力。

## 1. 定值减压阀

### 1) 工作原理与结构

图 6-29(a)所示为直动式减压阀的工作原理图, 图 6-29(b)为图形符号。 $P_1$  是进油口,  $P_2$  是出油口。常态时阀芯在弹簧的作用下处于阀腔底部, 开口最大,  $P_1$  口、 $P_2$  口相通, 即阀是常开的。压力为  $p_1$  的高压液体从  $P_1$  口经减压阀口降为  $p_2$  并从  $P_2$  口输出, 同时  $p_2$  通过内部通道进入阀芯下端, 对阀芯作用一个向上的与调压弹簧力平衡的液压力  $Ap_2$ , 若此刻减压阀口开度为  $x_R$ , 则阀芯上力平衡方程为

$$Ap_2 = k(x_0 + x_m - x_R) \tag{6.3.8}$$

或

$$p_2 = \frac{k}{A}(x_0 + x_m - x_R) = \frac{k}{A}(x_0 + x_m) = \text{const} \quad (x_0 \gg x_R) \tag{6.3.9}$$

式中  $p_2$ ——减压阀出口压力;

$A$ ——阀芯面积;

$k$ ——弹簧刚度;

$x_0$ ——弹簧预压缩量;

$x_m$ ——减压阀口最大开度;

$x_R$ ——阀口开度 ( $x_R = x_m - x$ ,  $x$  为阀芯位移)。

上式表明减压阀出口压力基本保持不变。直动式减压阀单独应用较少。

减压阀中常见结构和应用最广泛的为先导式定值减压阀（见图 6-30），它由先导阀（锥芯式直动溢流阀）和直动减压阀（主阀）两部分组成，工作原理如下（参看图 6-30）：来自主回路的压力油液  $p_1 = \text{const}$ ， $p_1$  从  $P_1$  口进入，经过常开的减压阀口压力降为  $p_2$  并从  $P_2$  口流出，同时压力  $p_2$  作用于主阀芯底部，经阻尼孔  $a$  压力降为  $p_3$  并作用主阀和先导阀阀芯上。当先导阀前腔液压力  $p_3 A_c = \pi d_c^2 p_3 / 4$  小于或等于先导阀预压弹簧力  $k_c x_{0c}$  时，先导阀关闭，这时  $p_3 = p_2 \approx p_1$ ，主阀芯位于阀腔底部，减压阀口处最大开度状态，不起减压作用；当  $p_3 A_c > k_c x_{0c}$  时先导阀开启，先导阀回液单独回油箱，由于阻尼孔  $a$  的作用，先导阀泄漏流量  $\Delta Q$  使主阀芯上下腔产生压力差  $\Delta p = p_2 - p_3$ ，当主阀芯上液压力  $(p_2 - p_3)A$  大于主阀芯弹簧预压  $kx_0$  时，主阀芯开启，减压阀口开度减小，起减压作用并保持  $p_2$  近于恒定。当出口压力大于调定值时，阀口开度将减小，使阀口阻力增大，出口压力便下降；当出口压力小于调定值时，阀口开度将增大，使阀口阻力减小，出口压力便上升。这样，减压阀利用阀口开度的自动变化来使出口压力保持基本稳定。

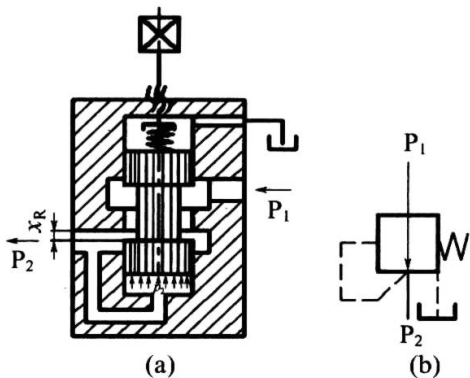


图 6-29 直动式减压阀的原理  
(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

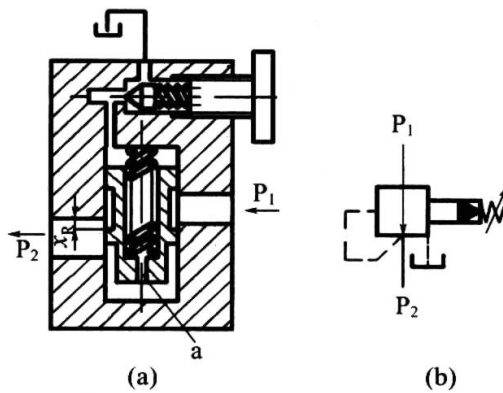


图 6-30 先导式减压阀的原理  
(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

通过如上分析，可得减压阀处于减压时的导阀和主阀芯力平衡方程如下：

$$\begin{cases} A_c p_3 = k_c (x_{0c} + x_c) & x_{0c} \gg x_c \\ A(p_2 - p_3) = k(x_0 + x_m - x_R) & x_0 \gg x_R \end{cases} \quad (6.3.10)$$

式中  $A_c$  ——先导阀口面积， $A_c = \pi d_c^2 / 4$ ， $d_c$  为先导阀腔口直径；

$p_3$  ——先导阀口压力， $p_3 < p_2$ ；

$k_c$  ——先导阀弹簧刚度；

$x_{0c}$  ——先导阀弹簧预压缩量；

$x_c$  ——先导阀阀口开度；

$A$  ——主阀芯面积， $A = \pi d^2 / 4$ ， $d$  为主阀芯直径；

$k$  ——主阀弹簧刚度；

$x_0$  ——主阀弹簧预压缩量， $x_0 = \text{const}$ ；

$x_m$  ——主阀口最大开度；

$x_R$  ——主阀芯开度（主阀芯位移  $x = x_m - x_R$ ）；

$p_2$  ——减压阀出口压力， $p_3 < p_2 < p_1$ ， $p_1 = \text{const}$ 。

由式 (6.3.10) 可得减压阀阀口出口压力  $p_2$



$$p_2 = p_3 + \frac{k}{A}(x_0 + x_m - x_R) \approx \frac{k_c x_{0c}}{A_c} + \frac{k(x_c + x_m)}{A} = \text{const} \quad (6.3.11)$$

由式 (6.3.11) 知, 当主阀刚度较小时  $p_2$  波动较小, 从而提高阀的工作稳定性; 改变先导阀的弹簧预压缩量  $x_{0c}$ , 可调节  $p_2$  大小。

先导式减压阀和先导式溢流阀相比较, 有如下不同:

(1) 减压阀保持出口压力基本不变, 控制油液来自出油口, 而溢流阀保持进口压力基本不变, 控制油液来自进口。

(2) 在自然状态下, 减压阀进、出口相通 (常开), 而溢流阀的进、出口不通 (常闭)。

(3) 减压阀的先导阀泄漏油液须通过泄油口单独外接油箱, 而溢流阀的出油口是与油箱直接相接的, 所以它的先导阀的泄漏油可通过阀体上的通道和出口相通, 不必单独外接回油管道。

减压阀和溢流阀的这些区别也形象地表现在它们的图形符号上。

图 6-31 为国产 J 型先导式减压阀的结构图, 对照图 6-31(a), 读者可自行分析其工作原理。除常见的先导减压阀之外, 还有一种直动式减压阀, 如图 6-32 所示, 是一种直动叠加式减压阀 (又称三通式减压阀)。阀出口  $P_2$  的压力直接由调压弹簧调定, 其阀芯 (滑阀) 在出口压力、弹簧力及不大的液动力作用下处于平衡状态。弹簧力一定, 阀的出口压力一定, 即保证了阀具有稳定的出口压力。该阀除了起减压阀的作用外, 还具有溢流阀的作用: 如果阀的出口压力突然升高, 使阀芯 (滑阀) 的平衡受到破坏, 阀芯左移导致进口  $P_1$  和 T 口接通, 由于 T 口是接油箱的, 于是进口压力迅速减压, 出口随之减压, 恢复为调定值。由于这种阀同时兼有减压和溢流作用, 因此又被称为溢流减压阀。

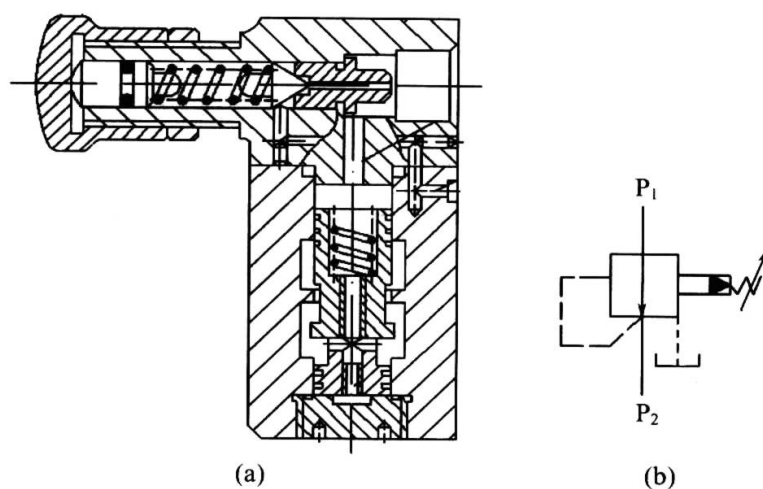


图 6-31 J 型先导式减压阀原理图

(a) J 型减压阀结构图; (b) 图形符号。

## 2) 静态特性

对减压阀的静态特性有如下要求:

(1) 调压范围。定压减压阀的调压范围是指阀的出口压力的可调值范围, 在这个范围内使用减压阀, 能保证阀的基本性能。

(2) 流量、进口压力对出口压力的影响。理想的减压阀在进口压力  $p_1$ 、流量  $Q$  发生变

化时，其出口压力  $p_2$  应保持在调定值不变。但实际上  $p_2$  是随  $p_1$ 、 $Q$  而变化的，如图 6-33 所示。当减压阀的进口压力  $p_1$  保持恒定时，如果通过减压阀的流量  $Q$  增加，则会导致出口略微变大，导致出口压力略有降低。对于先导式减压阀，出口压力调得越低，它受流量的影响就越大。鉴于流量对减压阀的这种影响，目前在较新型的减压阀中，已经采取了一些措施，以尽量降低或消除这种影响。

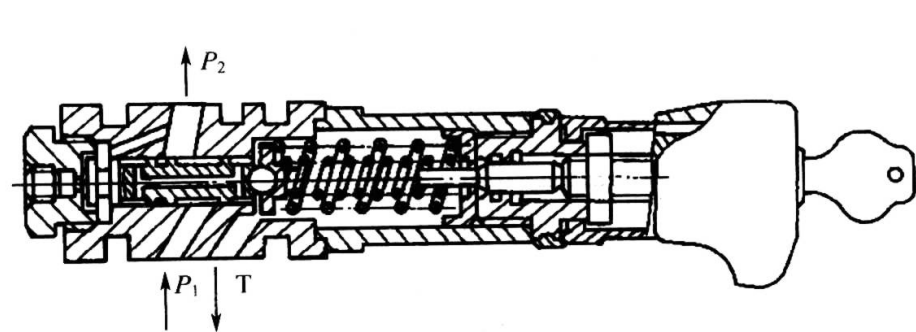


图 6-32 直动叠加式减压阀

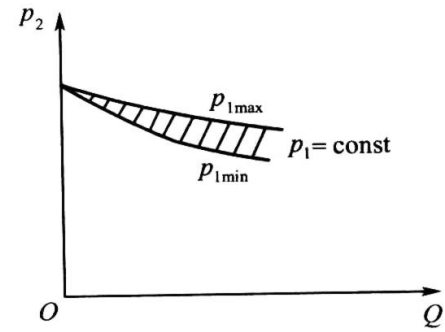


图 6-33 减压阀的压力流量—特性

当减压阀的出油口不输出油液时，它的出口压力仍能维持稳定，此时有少量的油液通过减压阀阀口经先导阀流回油箱，保持该阀处于工作状态。

### 3) 减压阀的应用

减压阀主要用于同一液压源供液而所需工作压力不同的多回路系统中，如从主回路中分出的控制回路、夹紧回路和润滑回路等。而直动叠加式减压阀（三通式减压阀）还可用在有反向冲击流量的场合。必须指出，应用减压阀必有压力损失，这将增加功耗和使油液发热。当分支油路压力比主油路压力低很多，且流量又很大时，常采用高、低压泵分别供油，而不宜采用减压阀。

### 2. 定差减压阀

定差减压阀可保持进、出油口的压力差稳定不变，其结构原理图如图 6-34 所示。进口压力  $p_1$  作用在阀芯的台阶端面上，并通过减压节流口流出、压力降为  $p_2$ ， $p_2$  通过阀芯中心孔作用在阀芯上腔。阀芯在进、出口压力差  $\Delta p$  和弹簧力的作用下处平衡状态（忽略摩擦力和稳态液动力），平衡方程为

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{k_c(x_c + x)}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \tag{6.3.12}$$

式中  $x_c$  ——弹簧的预压缩量；  
 $x$  ——阀芯开口量；  
 $k_c$  ——弹簧的刚度；  
 $D$  ——阀芯大端直径；  
 $d$  ——阀芯小端直径。

由式 (6.3.12) 可知：当  $x$  变化较小时，只要调定弹簧预压缩量  $x_c$ ，就可使进、出口压力差基本保持不变。

定差式减压阀主要用在组合阀中，如调速阀中的定差式减压阀（结构略有不同），以保证节流阀的进、出口压力差恒定，从而获得稳定的流量。

### 3. 定比减压阀

定比减压阀能使进、出口压力的比值保持稳定，其结构原理如图 6-35 所示，忽略稳态液动力、摩擦力，阀芯的平衡方程为

$$p_1 A_1 + k_c(x_c - x) = p_2 A_2 \quad (6.3.13)$$

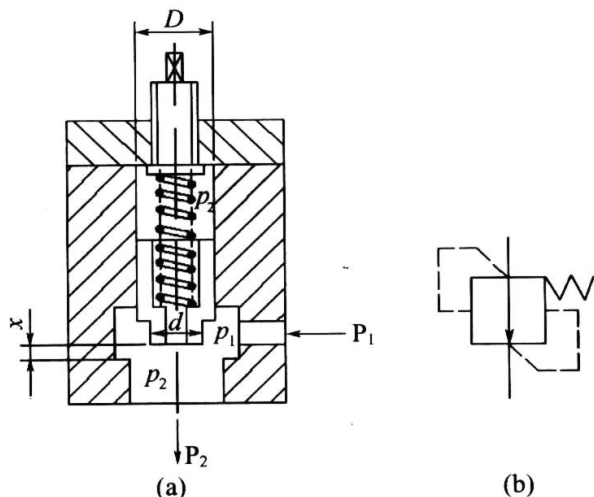


图 6-34 定差减压阀

(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

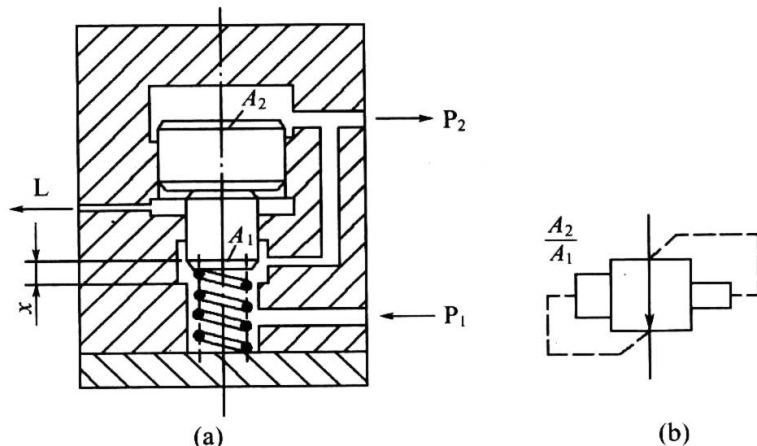


图 6-35 定比减压阀

(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

由于弹簧刚度  $k_c$  设计得很小，弹簧力可以忽略，式 (6.3.13) 简化为

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (6.3.14)$$

由式 (6.3.14) 可知，进、出口压力始终保持固定比值，比值由阀芯的两端面积比决定，使用时它是不能调整的，它很少单独使用，通常用在组合阀中。

### 6.3.3 顺序阀

当控制压力达到预定值时，阀芯开启、使流体通过以控制执行元件顺序动作的压力控制阀称顺序阀。这也是一种常见压力阀，其主要作用是控制液压系统中各执行元件动作先后顺序。

顺序阀的结构和工作原理与溢流阀相似。根据压力控制方式不同，顺序阀可分为内控式和外控式两种，前者用阀的进口压力控制阀芯的启闭（即内控顺序阀），后者用外来控制压力控制阀芯的启闭（即外控顺序阀）；也可按结构不同分为两种：直动式和先导式，前者一般用于低压系统，后者用于中、高压系统。

按泄漏方式不同，也可分为内泄式和外泄式，前者需要单独的管道，以将泄漏油液流回油箱，后者是泄漏油液与阀出口油液一起回油箱，不需单独泄漏管道。这时阀的作用是使系统卸载，而不是控制执行元件顺序工作。

#### 1. 工作原理与结构

直动式自（内）控顺序阀原理如图 6-36(a)所示，当来自进油口  $P_1$  的压力  $p_1$  小于弹簧调定压力时，阀芯在弹簧的作用下处于最下位置，进油口  $P_1$  和出油口  $P_2$  不通；当  $P_1$  口压力  $p_1$  升高并达到或超过弹簧调定压力时，液压力克服弹簧力使阀芯上移，阀口打开， $P_1$ 、 $P_2$  相通，则出口压力油液  $p_2$  推动回路中执行元件而工作。

图 6-36 所示的顺序阀的阀芯开启的控制压力来自进液口，称为内控式顺序阀。如果另外设置一控制口 K，使用其他的油路控制阀芯动作，则称为外控式顺序阀，如图 6-37 所示。

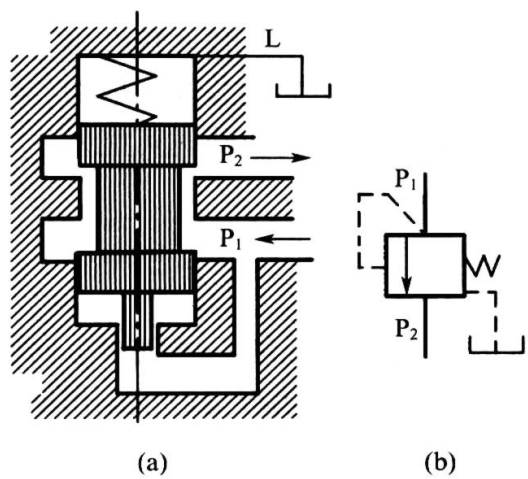


图 6-36 直动式（内控）顺序阀原理图  
(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

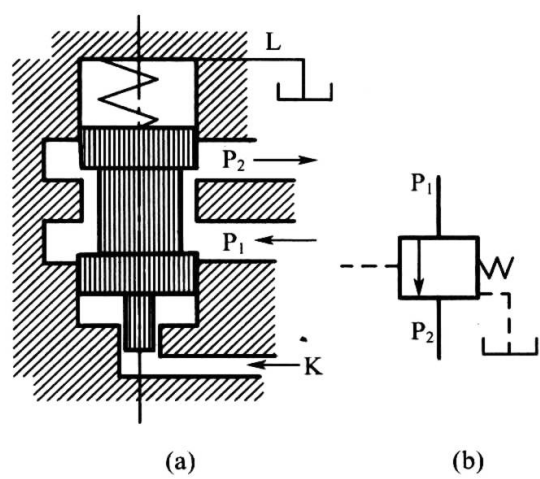


图 6-37 直动式（外控）顺序阀原理图  
(a) 结构原理示意图；(b) 图形符号。

先导式顺序阀的原理见图 6-38，与图 6-23 的先导式溢流阀原理基本相同。差别仅仅在于前者出口  $P_2$  一般接工作回路，L 口处的泄漏油液需用单独的管路导入油箱；而后者的出口 T 则接油箱。

图 6-39 为某直动式顺序阀产品的结构图。图 6-40 为 DZ 型顺序阀的结构简图，1 为阻尼孔，2 为主阀芯，3 是先导阀。主阀为锥阀，先导阀为滑阀。其工作原理与图 6-38 相似，不同的是：先导阀打开后，主阀上腔的油液通过滑阀式先导阀的中部环形腔，流回到出口  $P_2$ 。由于主阀上腔压力与先导阀所调压力无关，仅仅通过弹簧刚度很弱的主阀上部弹簧力与主阀芯下端的液压力来保持主阀芯的平衡，因此它的出口压力基本等于进口压力，压力损失较图 6-38 所示的顺序阀低。

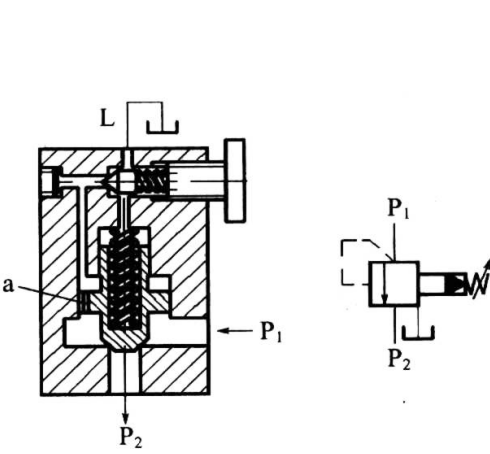


图 6-38 先导式顺序阀原理

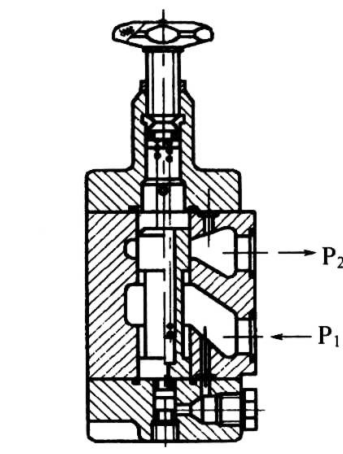


图 6-39 直动式顺序阀结构

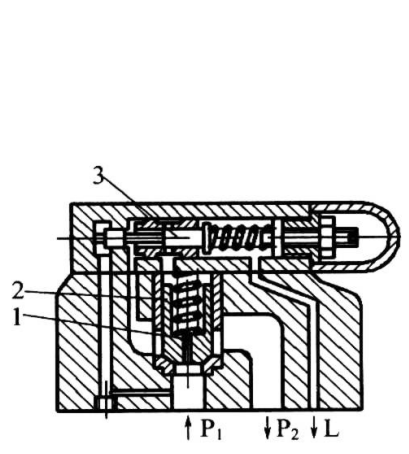


图 6-40 DZ 型顺序阀结构  
1—阻尼孔；2—主阀芯；3—先导阀。

## 2. 性能要求

为使执行元件准确地实现顺序动作，要求顺序阀的调压偏差小，在压力—流量 ( $p \sim Q$ ) 特性中，通过额定流量时的调定压力应与启闭压力尽可能接近，因而调压弹簧的刚度小

一些好。另外，阀关闭时，在进口压力作用下各密封部位的内泄漏应尽量小，否则可能引起误动作。

### 3. 顺序阀的应用

顺序阀相当于一个液控开关阀（或液控二位二通阀），可以根据控制口的压力变化来接通或关闭进、出口之间的油路。顺序阀可以有多种用途。如可以使多个执行元件按压力顺序自动实现顺序动作，可以用来作为回路的背压阀或系统卸载阀；与单向阀并联组成的一体式阀称为单向顺序阀，它可以作为平衡阀，用于防止执行元件在下放重物负载时可能发生的失控现象。

### 6.3.4 平衡阀

在液压系统中，为防止执行元件在下放重物时可能发生的失控现象，可以用单向阀和顺序阀组合而成的平衡阀，但性能不够理想，不能用于工程机械，如起重机、汽车吊的等液压系统，在上述机械中，广泛使用性能良好的整体式平衡阀，如图 6-41 所示。

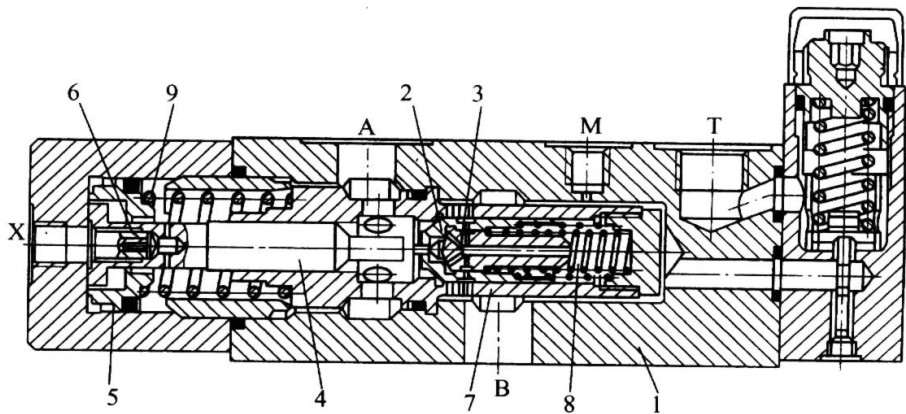


图 6-41 力士乐公司平衡阀结构图

1—阀体；2—锥阀；3—先导锥阀；4—控制活塞；5—活塞组件；6—阻尼组件；7—阀套；8—弹簧组件；9—控制弹簧。

下放重物时，液流方向为  $B \rightarrow A$ ，X 为控制油口。当 X 口无控制油液输入时，重物使油液产生的压力作用在锥阀 2 上（通过阀套 7 的径向孔），B 口与 A 口断开，重物被锁定。当 X 口输入控制油液时，推动活塞 4 右移，锥阀 2 内部的先导锥阀 3 被顶开；先导锥阀 3 的右移切断了弹簧腔与 B 口高压腔的通路，弹簧腔很快卸压（通过先导锥阀阀芯上的伞状孔），此时 B 口与 A 口尚未接通，当活塞 4 进一步右移至其右端面与锥阀 2 的端接触时，其左端环形处端面正好与活塞组件 5 形成一个组件，并在控制油液的作用下压缩控制弹簧 9 继续右移，打开锥阀 2，B 口与 A 口接通，可下放重物。B 口与 A 口的通路依靠阀套 7 上的几排小孔改变实际过流面积，起到很好的平衡阻尼作用。活塞 4 的左端中心部位配置了一套阻尼组件 6，这样反向通油时就比较平衡。

### 6.3.5 压力继电器

压力继电器是一种将油液的压力信号转换成电信号的电液控制元件。当油液压力达到压力继电器的调定压力时即发出电信号，以控制电磁铁、电磁离合器、继电器等元件动作，使油路卸载、换向、执行元件实现顺序动作或关闭电动机使系统停止工作，起安全保护作用等。



压力继电器按结构特点可分为柱塞式、弹簧管式和膜片式等。

图 6-42 所示为单触点柱塞式压力继电器。主要零件有柱塞 1、调节螺帽 2 和电气微动开关 3。液压力作用在柱塞底部，当液压系统的压力达到调压弹簧的调定值时，液压力便直接压缩弹簧，推动柱塞上移而压下微动开关触头，发出电信号。柱塞式压力继电器由于采用比较成熟的弹性元件——弹簧，因此工作可靠、寿命长、成本低。因为它的压力腔容积变化比较大，因此不易受压力波动的影响。它的缺点是液压力直接与弹簧力平衡，弹簧刚度较大，因此重复精度和灵敏度较低，误差为调定压力的 1.5%~2.5%。另外，开启压力与闭合压力的差值较大。

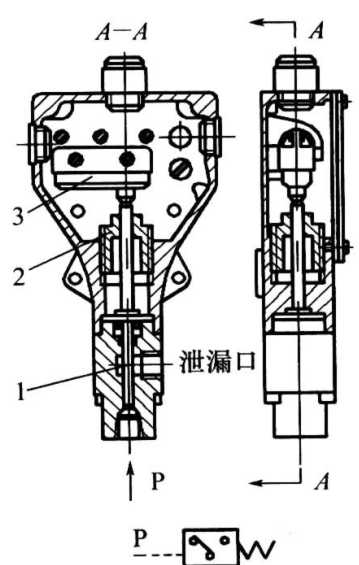


图 6-42 单触点柱塞式压力继电器  
1—柱塞；2—调节螺帽；3—电气微动开关。

图 6-43(a)为薄膜式压力继电器，其工作原理如下，P 口进入的压力油液作用到薄膜 2 上，当控制压力足以克服弹簧力时，柱塞 3 使弹簧 10 向上移动，柱塞上的斜面（凹槽）推动钢球 7 使之右移，杠杆 1 被钢球 7 向右推动，此时杠杆 1 绕支点 12（销轴）逆时针摆动，杠杆左端压下微动

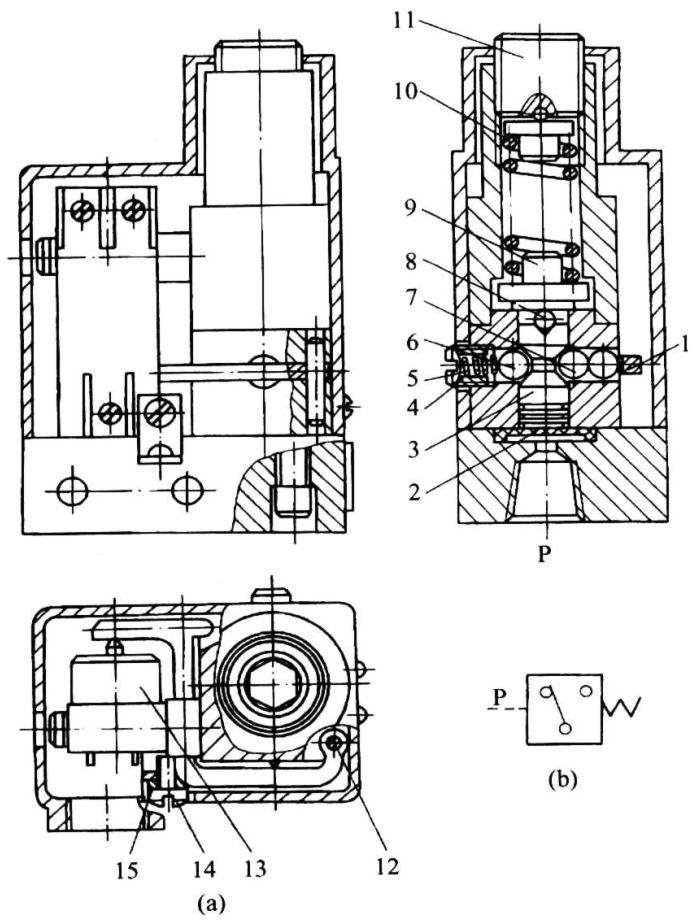


图 6-43 薄膜式压力继电器  
(a) 结构图；(b) 图形（职能）符号。

1—杠杆；2—薄膜；3—柱塞；4, 11, 14—螺钉；5, 10—弹簧；6, 7, 8—钢球；  
9—弹簧座；12—销轴；13—微动开关；15—垫圈。

开关 13 的触头使电路闭合，发出电信号。当 P 口压力降到一定值时，弹簧 10 通过钢球 8 将柱塞 3 压下，微动开关 13 触头依靠自身弹力推动杠杆 1 复位，电路断开。螺钉 14 用以调节微动开关 3 与杠杆 1 的相对位置，螺钉 4 用于调节使电路闭合与断开的压力差（返回区间），调节螺钉 11 用于调节弹簧 10 的预压缩量，进而调节压力继电器的差动压力。

## 6.4 流量控制阀

在一定压力差下，通过改变阀口通流面积（节流口局部阻力）大小或通流通道的长短来控制流量的液压控制阀称流量控制阀。常见的类型有普通节流阀、调速阀、溢流节流阀、分流集流阀、比例流量阀等。

### 6.4.1 流量控制原理和节流口形式

流量控制阀是利用小孔节流原理工作的。作为节流口的小孔通常有 3 种形式：薄壁小孔、短孔和细长孔。这 3 种孔的流量公式均可表示如下：

$$Q = K A_T \Delta p^m \tag{6.4.1}$$

式中  $K$ ——流量系数，决定于节流口形状、油液流态和性质等， $K$  值可由实验求得；  
 $A_T$ ——节流口通流面积；  
 $\Delta p$ ——节流口前后（上下游）压力差（降）；  
 $m$ ——由节流口形状决定的节流指数， $m=0.5\sim 1.0$ ，薄壁小孔  $m=0.5$ ；层流细长孔  $m=1.0$ 。

由式（6.4.1）知，节流阀的流量与节流口形状、压差、油液的性质相关，具体如下。

#### 1. 压差对流量的影响

节流阀两端压差  $\Delta p$  变化时，通过它的流量也发生变化，3 种结构形式的节流口中，通过薄壁小孔（ $m=0.5$ ）的流量受压差影响最小，而通过细长孔（ $m=1.0$ ）的流量受压差影响最大。

#### 2. 温度对流量的影响

油温的变化影响到油液的黏度，对薄壁小孔，黏度对流量几乎没有影响。而对细长孔，黏度对流量的影响最大。

#### 3. 节流口堵塞

节流口可能因为油液中的杂质或由于油液氧化后析出的胶质、沥青等而发生局部堵塞，使节流口通流面积变小，流量发生变化，尤其是当开口较小时，这一影响更为突出，严重时甚至会完全堵塞而出现断流现象。因此，每个节流阀都有一个能正常工作的最小流量限制，称为节流阀的最小稳定流量。一般流量控制阀的最小稳定流量为 0.05L/min。减小局部阻塞的有效措施是采用水力半径大的节流口，另外，选择化学稳定性好和抗氧化稳定性的油液，并注意精心过滤，定期更换，都有助于防止节流口阻塞。

由上所述可知：为保证流量稳定，节流口的形式以薄壁小孔较为理想。表 6-6 列出几种典型的节流口形式。

表 6-6 典型节流口形式

类型	简 图	特 点
针阀式		调节时针阀作轴向移动。 优点：它的结构简单，工艺性好，针阀所受的径向力平衡。 缺点：水力半径小，通道长，易堵塞且流量易受油温影响。 用途：一般用于要求不高的场合
偏心式		阀芯圆周上开偏心槽，调节时转动阀芯。 优点：结构较简单，工艺性好，通流截面是三角型，容易获得较小的稳定流量。 缺点：通道较长，较易堵塞且流量较易受油温影响。阀芯受径向不平衡力，使转动较费力。 用途：一般用于低压场合
轴向三角式		调节时作轴向移动。 优点：结构较简单，工艺性好，通流截面是三角型，容易获得较小的稳定流量。采用对称双边开口使阀芯径向力平衡。 缺点：通道较长，较易堵塞且流量较易受油温影响。 用途：应用较广泛
周向缝隙式		沿阀芯周向开有一条宽度不等的狭槽，调节时阀芯转动。 优点：阀口是薄刃型，接近理想型式。 缺点：工艺性不如轴向三角槽式。受径向不平衡力。 用途：应用于流量较小的低压阀上
轴向缝隙式		在阀孔衬套上沿轴向开有一条宽度不等的狭槽，移动阀芯调节流量。 优点：阀口是薄刃型，接近理想型式。 缺点：结构复杂，工艺性差。 用途：应用于要求较高的阀上

另外需要注意的是，节流阀在回路中的节流作用是有条件的，它需与溢流阀配合使用。如图 6-44(a)，节流阀与溢流阀并联在液压泵的出口，构成恒压源，使泵出口的压力恒定。此时节流阀和溢流阀相当于两个并联的液阻。定量泵输出流量  $Q_s$  不变，流经节流阀的流量  $Q_L$  和流经溢流阀的流量  $\Delta Q$  决定于节流阀和溢流阀液阻的相对大小。若节流阀的液阻大于溢流阀的液阻，则  $Q_L < \Delta Q$ ；反之  $Q_L > \Delta Q$ 。节流阀是一种可在较大范围内以改变液阻来调节流量的元件。但若在回路中仅有节流阀而没有与之并联的溢流阀，如图 6-44(b)所示，则节流阀就起不到节流流量的作用。液压泵输出的油液全部经节流阀进入液压缸。改变节流阀节流口的大小，只是改变节流阀的压力降，而流量是不变的。

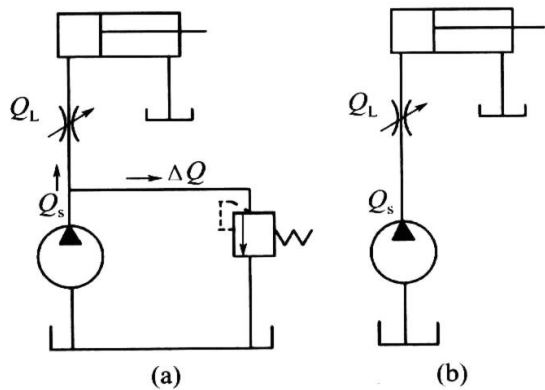


图 6-44 节流元件的节流作用  
(a) 与溢流阀并联；(b) 单独串联。

6.4.2 普通节流阀

1. 工作原理

图 6-45(a)为普通 (L 型) 节流阀的结构图。这种节流阀的节流口是轴向三角槽式，压力油从进油口  $P_1$  进入节流阀，经孔 a 流至环形槽，再经过阀芯 1 左端狭小的轴向三角槽（节流口）通过孔 b，由出油口  $P_2$  流出。旋转调节手柄 3，可使推杆 2 沿着轴向移动，推杆左移时，阀芯 1 也向左移，弹簧 4 被压缩，节流口变小。旋转调节手柄 3 使推杆右移时，阀芯在弹簧力的作用下右移，节流口开大，这就调节了流量的大小。节流阀结构简单，制造容易，体积小，进出口可以互换；但负载变化时对流量稳定性影响较大，因此只适用于负载变化不大或对执行元件运动速度稳定性要求低的液压系统。图 6-45(b)是普通节流阀的图形符号。

2. 节流阀的刚性

节流阀的刚度  $T$  定义如下

$$T = \frac{d(\Delta p)}{dQ} \tag{6.4.2}$$

$T$  即当节流阀开度不变时，节流阀前后压力差的变化量与阀的流量变量之比。 $T$  值越大，表示压力差变化对流量的影响越小，反之亦然。节流阀的刚度表示了它抵抗负载变化的干扰、保持流量稳定的能力，一般希望节流阀的刚度尽量大一些。

将式 (6.4.1) 代入式 (6.4.2)，得

$$T = \frac{\Delta p^{1-m}}{KA_T m} \tag{6.4.3}$$

图 6-46 为节流阀特性曲线。节流阀的刚度的几何意义就是曲线上的一点的切线与横坐标的夹角  $\beta$  的余切（即切线斜率  $\tan \beta$  的倒数），即：

$$T = \cot \beta \tag{6.4.4}$$

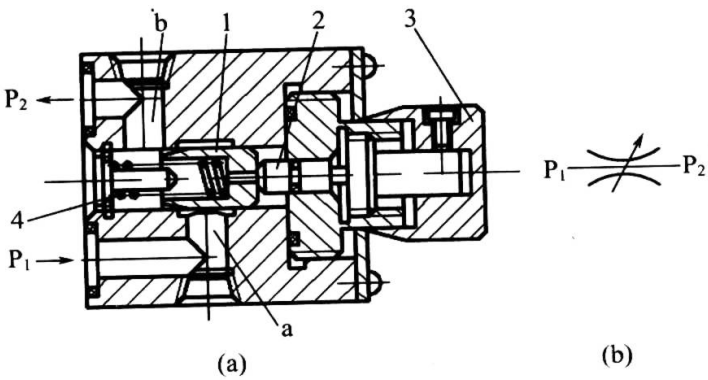


图 6-45 普通节流阀

(a) 节流阀结构图；(b) 图形符号。

1—阀芯；2—推杆；3—调节手柄；4—弹簧。

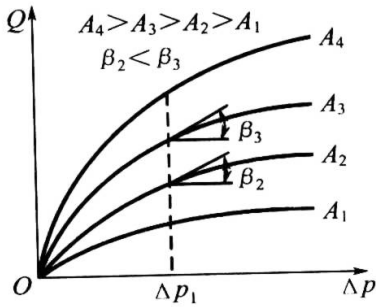


图 6-46 节流阀的特性曲线

由式 (6.4.3) 和图 6-46，可以得出如下结论：

- (1) 节流阀前后压力差  $\Delta p$  相同，节流阀开口（通流面积）越小，刚度越大。
- (2) 节流阀开口（通流面积）不变时，阀前后压力差  $\Delta p$  越小，刚度越小。为了保证节流阀具有足够的刚度，在工作时必须保持其压力差  $\Delta p$  为适当数值，但也不可过大，否

则将严重降低系统的效率。

(3) 减小指数  $m$ ，可以提高节流阀的刚度，薄壁小孔的节流口 ( $m=0.5$ ) 刚度最好，细长孔的节流孔 ( $m=1$ ) 刚度最差，短孔的刚度介于两者之间。

### 3. 节流阀的应用

#### 1) 起节流调速作用

节流阀用在定量泵系统中与溢流阀一起组成节流调速回路，可以调节执行元件的运动速度。这是节流阀的主要作用，具体请参看节流调速回路章节。

#### 2) 起负载阻尼作用

对某些液压系统，流量是一定的，因此改变节流阀的开口面积将导致阀的前后压力差改变。此时，节流阀起负载阻尼作用，称之为液阻，节流孔面积越小液阻越大。节流阀的液阻主要用于液压元件的内部控制。

#### 3) 起压力缓冲作用

在液流压力容易发生突变的地方安装节流元件，可以延缓压力的影响，起保护作用，最典型的例子是开关可调式压力表，其开关的阻尼比可有效缓和压力冲击。

## 6.4.3 调速阀

由于普通节流阀的刚性差，在节流口开度一定的条件下，通过它的流量受工作负载变化的影响，而工作负载的变化是难以避免的，仅使用普通节流阀不能满足对运动速度稳定性的要求。为了改善调速系统的性能，通常的做法是对节流阀进行压力补偿以保持节流阀前后压力差不变，从而达到流量稳定之目的。对节流阀进行压力补偿的方式有两种：一种是将定差减压阀与节流阀串联成一个组合阀，由定差减压阀保持节流阀前后压力差稳定，这种组合阀称为调速阀；另一种是将定差溢流阀与节流阀并联成一个组合阀，由定差溢流阀来保持节流阀前后压力差恒定，这种组合阀称为溢流节流阀（见 6.4.4 节内容）。

除对压力进行补偿外，有时也需要对温度进行补偿。油温的变化也会引起油液黏度的变化，从而导致通过节流阀的流量发生相应的变化。有温度补偿措施的调速阀称为温度补偿调速阀。

如图 6-47(a)所示，调速阀由定差减压阀 1 和节流阀 2 组成。液压源输出油液压力为  $p_1$ ， $p_1$  自阀的进油口  $P_1$  进入并流入定差减压阀阀芯处的环形腔，再经定差减压阀出口流向节流阀入口，压力由  $p_1$  降为  $p_2$ ， $p_2$  经通道  $e$  进入  $d$  腔，作用于主阀芯下端，并且经通道  $f$  进入  $c$  腔，作用于主阀芯大端的下部的环形面积上； $p_2$  经节流阀 2 阀口后，压力降为  $p_3$ （ $p_3$  大小由执行元件负载决定）， $p_3$  输向执行元件并经过通道  $a$  作用于主阀芯上部（ $b$  腔），以进行压力补偿，使节流阀输出流量稳定。

若不计摩擦力、阀芯重量及液动力等，定差减压阀阀芯上平衡方程为

$$p_2 A_1 + p_2 A_2 = p_2 A = p_3 A + F_s \quad (6.4.5)$$

式中  $A_1$ ——阀芯小端面积， $A_1 = \pi d^2 / 4$ ， $d$  为小端直径；

$A_2$ ——大端阀芯下部环形面积， $A_2 = \pi(D^2 - d^2) / 4$ ， $D$  为阀芯大端直径；

$A$ ——定差减压阀上腔面积， $A = A_1 + A_2$ ；

$p_2$ ——节流阀入口（减压阀出口）压力；

$p_3$ ——节流阀出口压力（由负载决定）；



$F_s$ ——弹簧力,  $F_s = k_x(x_{\max} + x_0 - x)$ ,  $x_{\max}$  为定差减压阀在自由状态下的开度,  $x_0$  为弹簧预压缩量,  $x$  为阀芯开起高度 (阀口开度为  $(x_{\max} - x)$ )。

由式 (6.4.5) 可求节流阀口前压力差  $\Delta p$  为

$$\Delta p = p_2 - p_3 = F_s / A = k(x_{\max} + x_0 - x) / A \approx \text{const} \quad (x_0 \gg x) \quad (6.4.6)$$

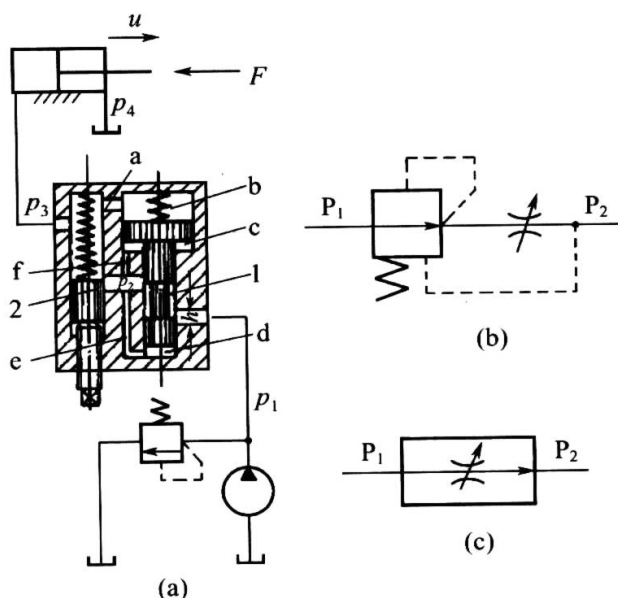


图 6-47 调速阀原理及图形符号图

(a) 结构原理图; (b) 详细符号; (c) 简化符号。

1—定差减压阀; 2—节流阀。

式 (6.4.6) 表明节流阀口压力降基本稳定, 不随负载压力  $p_3$  而变化, 从而保证了节流阀的流量稳定。

调速阀的工作过程如下: 当负载增加使压力  $p_3$  增加时, 减压阀 b 腔压力同时增加, 使减压阀阀芯下移, 进油口开度增大, 阀口液阻减小,  $p_2$  上升, 使压力差  $p_2 - p_3$  近乎不变。当负载减小使压力  $p_3$  下降时, 同样有  $\Delta p$  近乎不变的结论。如果某种原因使进油口压力  $p_1$  增加, 减压阀阀芯在瞬间来不及运动, 减压阀阀口的液阻没有变化, 故  $p_2$  也瞬间增加, 定差减压阀阀芯失平衡而向上移动, 使开口减小, 液阻增加, 又使  $p_2$  减小, 结果使压力差  $\Delta p$  保持不变。当进油口压力  $p_1$  减少时, 同样可保持压力差  $\Delta p$  基本不变。总之无论当调速阀进口或出口压力发生变化时, 由于定差减压阀的自动调节作用, 节流阀前后的压差总能保持不变, 从而保持流量稳定, 如图 6-48 的特性图所示。图中, 横坐标  $\Delta p$  指整个阀的进出油口压力差, 即  $\Delta p = p_2 - p_3$ , 由图 6-48 可见, 普通节流阀的流量随压力差变化较大, 而调速阀在压力差大于一定数值后, 流量基本保持恒定。调速阀需要达到一定的压力差后才能正常工作, 这是因为当压力差很小时, 弹簧力大于液压力, 减压阀阀芯被弹簧力推至最下端, 减压阀阀口全开, 起不到稳定节流阀前后压力差的作用, 故这时调速阀的性能与节流阀相同。调速阀正常工作时, 一般至少要求有 (0.4~0.5) MPa 以上的压力差。

调速阀的图形符号有详细符号和简化符号两种, 如图 6-47(b)、(c)所示, 一般用简化符号即可。

调速阀的流量虽已基本不受外部负载变换的影响, 但是当流量较小时, 节流阀口的通流面积较小, 这时节流口的长度与通流截面水力直径的比值相对增大, 因而油液的黏度变

化对流量的影响也增大，所以当油温升高后油液的黏度变小时，流量仍会增大。为了减小温度对流量的影响，可以采用温度补偿调速阀。温度补偿调速阀的压力补偿原理部分与普通调速阀相同，图 6-49 为温度补偿原理图，在节流阀阀芯和调节螺钉之间放置一个温度膨胀系数较大的聚氯乙烯推杆，当油温升高时，本来使流量增加，这时温度补偿杆伸长，使节流口变小，使流量近乎稳定到原值。其最小稳定流量可达 20mL/min。

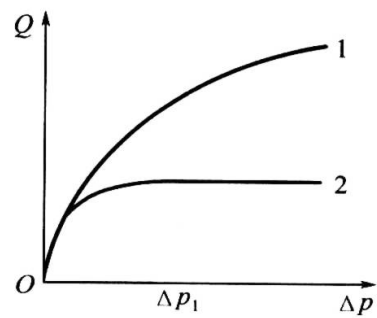


图 6-48 调速阀的特性曲线

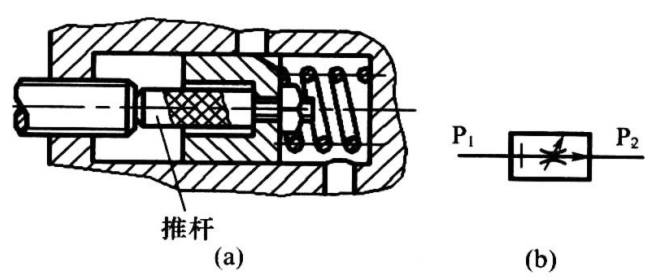


图 6-49 温度补偿原理

### 6.4.4 溢流节流阀（旁通型调速阀）

溢流节流阀由定差溢流阀、节流阀和安全阀构成，定差溢流阀为压力补偿阀，它与节流阀并联，共同控制阀流量的稳定性，又称并联压力补偿节流阀，其结构原理和职能符号如图 6-50 所示。其中的安全阀用于控制负载的最高工作压力，保障元件和系统的安全。

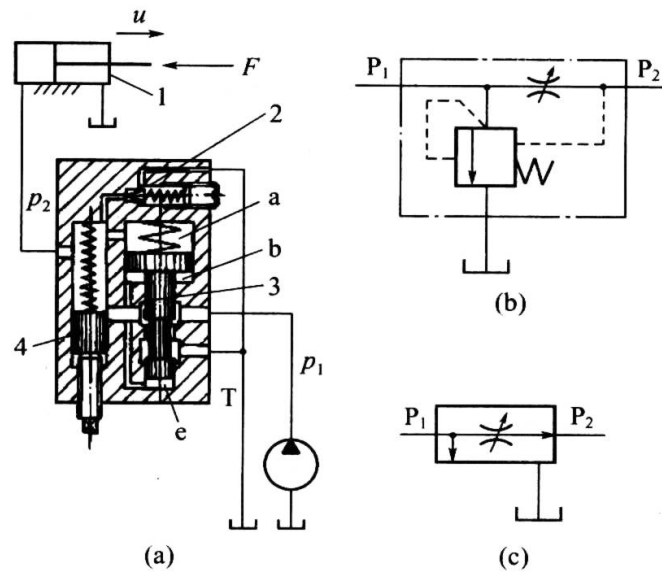


图 6-50 溢流节流阀原理与图形符号

(a) 结构原理图；(b) 详细符号；(c) 简化符号。

1—液压缸；2—安全阀；3—定差溢流阀；4—节流阀。

溢流节流阀中的定差溢流阀因其压力补偿作用而与普通溢流阀不同，它不是由进口压力  $p_1$  控制溢流口大小，而是由进液口压力  $p_1$  和节流阀的出口压力  $p_2$  之差共同控制的。参看图 6-50(a)，来自液压泵的压力为  $p_1$  的油液从  $P_1$  口入，绕过定差溢流阀 1 的阀芯到节流阀 2 入口，并且  $p_1$  作用在阀芯下端（e 腔）及大端阀芯下部（c 腔）； $p_1$  经节流阀 2 阀口后压力降为  $p_2$ ， $p_2$  推动负载并作用在安全阀 3 的锥形阀芯上及主阀芯上部（b 腔）。在稳定工况下，液压泵输出流量总是大于系统的需求量，多余油液通过出口（T）回油箱，因而定差溢

流阀口是开启的，则定差溢流阀阀芯力平衡方程为

$$p_1 A_1 + p_1 A_2 = p_2 A + k_s(x_0 + x) \quad (6.4.7)$$

式中  $A_1$ ——溢流阀芯下端面积， $A_1 = \pi d^2 / 4$ ， $d$  为阀芯小端直径；  
 $A_2$ ——溢流阀芯大端下侧环形面积  $A_2 = \pi(D^2 - d^2) / 4$ ， $D$  为阀芯大端直径；  
 $A$ ——溢流阀芯上（大）端面积， $A = A_1 + A_2 = \pi D^2 / 4$ ；  
 $k_s$ ——弹簧刚度；  
 $x_0$ ——弹簧预压缩量；  
 $x$ ——阀芯位移（弹簧压缩量）。

则节流阀 2 阀口前后压降  $\Delta p$  为

$$\Delta p = p_1 - p_2 = k_s(x_0 + x) / A \approx k_s x_0 / A = \text{const} \quad (x_0 \gg x) \quad (6.4.8)$$

则通过节流阀 2 的流量  $Q$  为

$$\begin{aligned} Q &= C_d a \sqrt{2 \Delta p / \rho} = C_d a \sqrt{\frac{2 k_s}{\rho A} (x_0 - x)} \\ &= K a \sqrt{1 - \bar{x}} \approx \text{const} \quad (x_0 \gg x) \end{aligned} \quad (6.4.9)$$

式中  $C_d$ ——流量系数；  
 $K$ ——常数， $K = C_d \sqrt{2 k_s x_0 / \rho A}$ ；  
 $\bar{x}$ ——无因次开度， $\bar{x} = x / x_0 \ll 1$ 。

由式（6.4.9）知，当节流阀 2 通流面积  $a$  调定时，则通过溢流节流阀的流量  $Q \approx \text{const}$ 。当负载压力  $p_2$  升高时，主阀芯下移，使定差溢流阀溢流口变小，进口压力  $p_1$  升高，压力差  $\Delta p = p_1 - p_2$  保持不变。当负载压力  $p_2$  降低时，主阀芯上移，定差溢流阀溢流口变大，进口压力  $p_1$  降低，压力差  $\Delta p = p_1 - p_2$  同样保持不变。这样，不管负载压力  $p_2$  如何变化，压力补偿阀上、下腔压力差即节流阀口前后压力差总保持不变，节流阀口流量即定差溢流阀输出流量稳定。

溢流节流阀流量稳定性与调速阀没有明显差别，但在具体使用中是有区别的。调速阀可安装在执行元件的进油路或回油路上，而溢流节流阀只能安装在执行元件的进油路上。使用调速阀时，液压泵出口压力保持恒定，使用溢流节流阀时，液压泵出口压力随负载而变化，因而有较高的效率，但溢流节流阀通常要附带一个安全阀（图 6-50 中安全阀 2）以避免系统过载。

### 6.4.5 分流集流阀

分流集流阀包括分流阀、集流阀和分流集流阀。分流阀是将输入流量分成两股按比例（一般为 1：1）输出的压力补偿流量阀；分流集流阀兼有分流阀和集流阀的作用。在液压系统中，分流集流阀通常用于两个执行元件，不管负载是否或如何变化总能保持速度同步，故亦称同步阀，它们的图形符号如图 6-51 所示。

#### 1. 分流阀

分流阀结构原理如图 6-52 所示，它由两个固定节流孔 1 和 2、阀体 5、阀芯 6、两个对中弹簧 7 组成，阀芯的中间台阶将阀分完全对称的左右两部分。位于左边的腔室 a 通过阀芯 6 上的轴向小孔与右端弹簧腔相通，位于右边的腔室 b 通过阀芯 6 上的另一轴向小孔与左

端弹簧腔相通。装配时由对中弹簧 7 保证阀芯 6 处于对中位置，阀芯两端台肩与阀体沿割槽组成的两个过流面积相等（液阻相等）的可变节流口。将分流阀装系统后，来自液压泵的壓力油液  $p_0$ 、 $q_0$  经液阻相同的固定节流孔 1、2 分别导入 a、b 腔室（压力分别为  $p_1$ 、 $p_2$ ）和右、左弹簧腔室，并经可变节流口 3、4（压力分别为  $p_3$ 、 $p_4$ ）、管路 I 和 II 输向两个几何尺寸完全相同的执行元件。当两个执行元件负载相等时，两个出口压力  $p_3 = p_4$ ，因此  $q_1 = q_2$ ，两个执行元件速度同步。

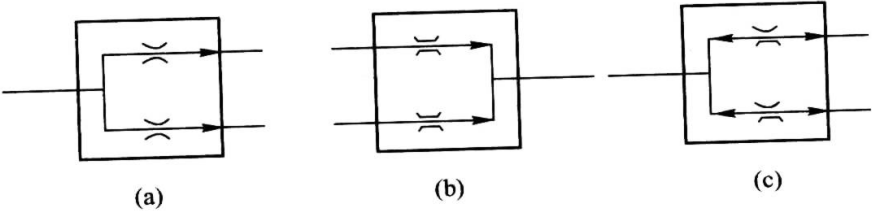


图 6-51 分流集流阀图形（职能）符号

(a) 分流阀；(b) 集流阀；(c) 分流集流阀。

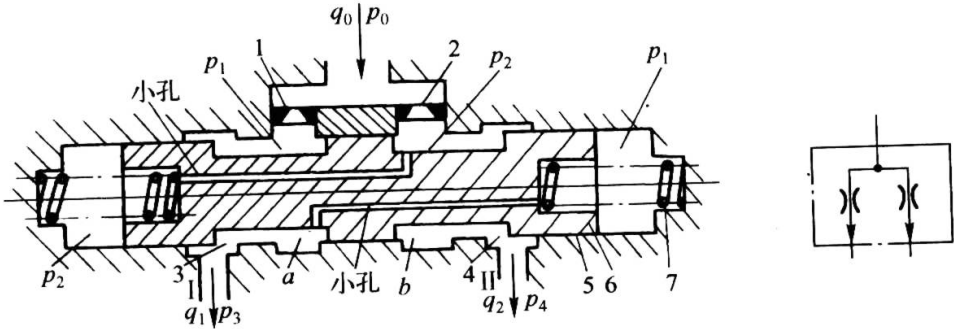


图 6-52 分流阀结构原理图

1、2—固定节流口；3、4—可变节流孔；5—阀体；6—阀芯；7—弹簧。

如果两执行元件负载变化导致管路 I 的出口压力  $p_3$  大于管路 II 的出口压力  $p_4$ ，在阀芯未动作时两支路总液阻仍相等，但压力差  $(p_0 - p_3) < (p_0 - p_4)$ ，势必导致输出流量  $q_1 < q_2$ ，使两个执行元件速度不同步；另一方面，固定节流孔 1 的压力损失小于固定节流孔 2 的压力损失，即  $p_1 > p_2$ ，因  $p_1$  和  $p_2$  分别作用到阀 6 的右端和左端，其压力使阀芯向左位移，使可变节流口 3 的过流面积变大，液阻减小，可变节流口 4 的过流面积变小，液阻增大。于是支路 I 的总液阻减小，支路 II 的总液阻增大，进一步使支路 I 的流量  $q_1$  增加，支路 II 的流量  $q_2$  减小，直至  $q_1 = q_2$ ， $p_3 = p_4$ ，阀芯 6 受力重新平衡，阀芯稳定在新的工作位置，两个执行元件恢复速度同步。显然两固定节流口 1、2 在这里起检测流量作用，它将流量信号转换成压力信号  $p_1$  和  $p_2$ ，可变节流口 3、4 起压力补偿作用，其过流面积（液阻）通过压力  $p_1$  和  $p_2$  的反馈进行控制。

## 2. 分流集流阀

图 6-53 为分流集流阀（作集流阀用）结构原理图，其阀芯分成左右两段（几何尺寸相同），中间由挂钩连接。图示为作集流阀用，且右回液口压力  $p_4$  大于左回液口压力  $p_3$  时的情况。因阀芯两端压力  $p_1$  和  $p_2$  高于中间处（集）油口压力  $p_0$ ，挂钩阀芯向中间靠拢；又因  $(p_4 - p_0) > (p_3 - p_0)$ ，导致  $q_2 > q_1$ ， $p_2 < p_1$ ，阀芯向左偏移，可变节流口 4 的过流面积  $A_2$  小于可变节流口 1 的过流面积  $A_1$ ；而在阀芯稳定后， $p_1 = p_2$ ， $q_2 = K_L A_2 \sqrt{p_4 - p_2} = K_L A_1 \sqrt{p_3 - p_1} = q_1$ ，两支路回流流量相等。当  $p_3 > p_4$  时，则阀芯向右

偏移， $A_1 < A_2$ ；当  $p_3 = p_4$  时，阀芯处中位， $A_1 = A_2$ ；由于阀芯对中弹簧的刚度很小，因此可以认为阀芯稳定时，两端压力  $p_1 = p_2$ ，即固定阻尼（节流）孔 7、8 的前后压力差  $p_1 - p_0 = p_2 - p_0$ ，流经两阻尼孔的流量相等。与前述分流阀相同，固定节流孔在这里检测流量并转换为压力信号（ $p_1$  或  $p_2$ ），反馈作用于阀芯可变节流口的过流面积，对进口压力  $p_3$  和  $p_4$  的变化进行补偿。

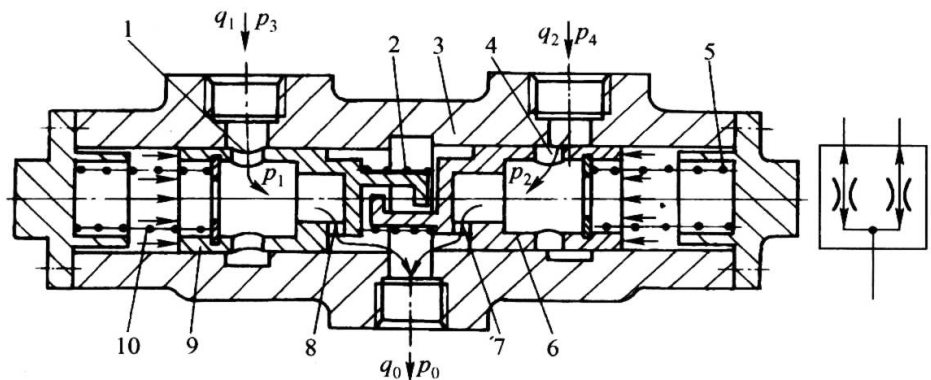


图 6-53 分流集流阀（作集流阀用）

1、4—可变节流口；2—缓冲弹簧；3—阀体；5、10—对中弹簧；6、9—挂钩阀芯；7、8—固定节流口。

在作分流集流阀用时，因阀芯两端压力  $p_1$  和  $p_2$  低于中间进油口压力  $p_0$ ，阀芯挂钩被推开，其工作原理与图 6-52 所示分流阀相同。

无论是分流阀还是集流阀，保证两油口流量不受出口（或进口）压力变化的影响而始终相等，是依靠阀芯的位移改变可变节流口（开口）面积进行压力补偿的。显然，阀芯的位移将使对中弹簧力的大小发生变化，即使微小的变化也会使阀芯两端的压力  $p_1$ 、 $p_2$  出现偏差，而两个固定节流孔也很难完全相同，因此分流集流阀仍在存在分流、集流误差，一般为 2%~5%。

## 6.5 叠加阀、插装阀

### 6.5.1 叠加阀

叠加阀是在板式阀集成化基础上发展起来的一种新颖液压阀。每个叠加阀不仅起到液压阀的功能，还起到油液通路的作用。由叠加阀组成液压系统时，只要将相应的叠加阀叠合在底板与标准板式换向阀（或标准顶板）之间，用螺栓结合即成。

叠加阀的工作原理与一般液压阀基本相同，但在具体结构和连接尺寸上则不相同。每个叠加阀都有 4 个油口（P 口、A 口、B 口、T 口），它们上下贯通，构成油路。同一规格（通径）的叠加阀的连接安装尺寸一致，互相叠加时，组成各种不同功能的液压系统。用叠加阀组成的液压系统具有以下特点：

- （1）结构紧凑，体积小，重量轻。
- （2）安装简便、装配周期短。
- （3）适应性强。液压系统如需变化，改变工况时，组装方便迅速。
- （4）元件之间实现无管连接，消除了因油管、管接头等引起的泄漏、振动和噪声。
- （5）外观整齐，维护、保养容易。



## (6) 标准化、通用化和集成化程度高。

按功能分，叠加阀与一般液压阀相同，也分为压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀几大类，但方向控制阀仅有单向阀，没有叠加式换向阀。按通径分，我国目前有 $\phi 6\text{mm}$ 、 $\phi 10\text{mm}$ 、 $\phi 16\text{mm}$ 、 $\phi 20\text{mm}$  和  $\phi 32\text{mm}$  五个通径系列，额定压力 20MPa，额定流量为 10L/min~200L/min。

叠加阀较多，这里仅简单介绍其中两种，以便了解叠加阀特点。

### 1. 叠加式溢流阀

图 6-54 为 Y1 型叠加溢流阀结构图。主阀芯 3 属于二级同心式结构，先导阀为锥阀。油孔 P、T、A、B、 $T_1$  是通孔，装配后与其他叠加阀贯通，形成油路。压力油从进油口 P 进入主阀前腔 a，作用在主阀芯 3 左端面，同时通过阻尼孔 c 进入主阀芯 3 右腔，再作用在主阀芯 3 右端面，这样，主阀芯 3 左、右端面便形成压力差，与主阀弹簧平衡。主阀右腔的压力油通过小孔 d（起稳定压力作用），作用于先导阀阀芯 5 的锥面与先导阀调压弹簧 7 平衡。如果 P 口压力较小，不足以打开先导阀，则主阀左、右腔的压力差很小，也不能使主阀打开，叠加溢流阀不起溢流作用。如果 P 口压力较大，足以打开先导阀，则主阀左、右腔的压力差增大，使主阀打开，叠加溢流阀开始溢流。先导阀的回油经通道 b 流向回油口 T。阀体 1 上有 4 个通孔 e，用于装配螺栓。

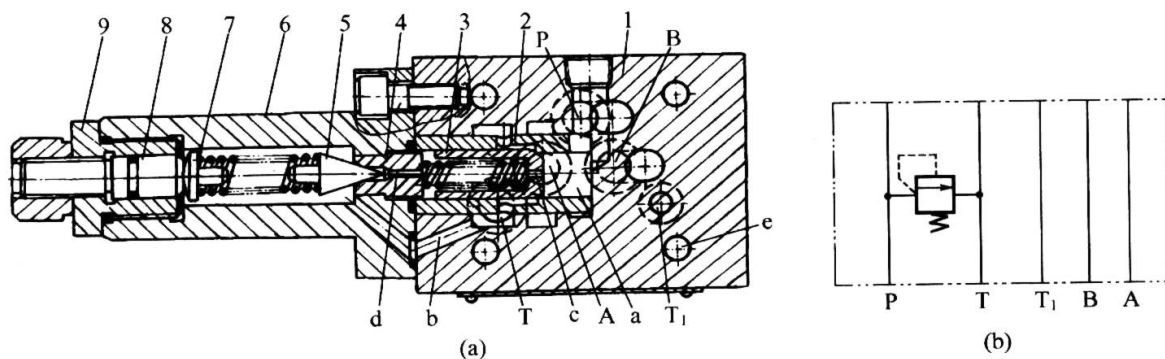


图 6-54 Y1 型叠加溢流阀结构图

(a) 结构图；(b) 职能符号。

1—阀体；2—阀套；3—主阀芯；4—锥阀座；5—锥阀；6—导阀体；7—调压弹簧；8—调节螺钉；9—调压螺母。

### 2. 叠加式单向调速阀

图 6-55 为 QA 型叠加式单向调速阀的结构图。调速阀原理与 6.4 节所介绍的调速阀原

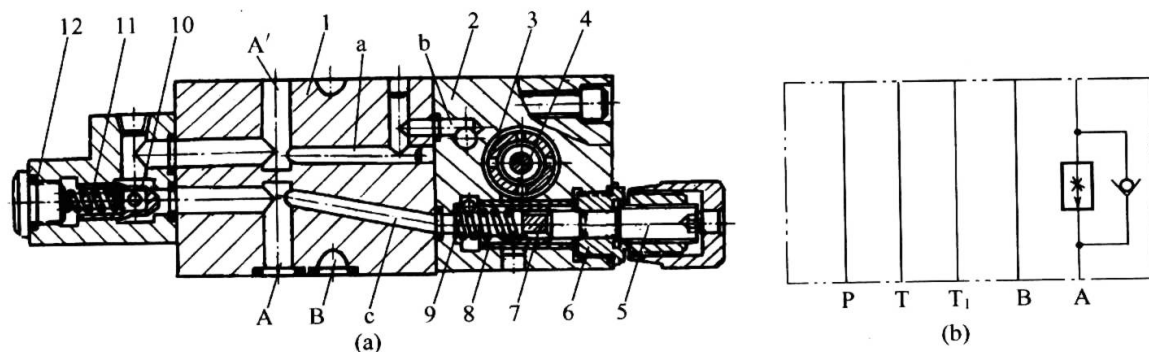


图 6-55 QA 型叠加式单向调速阀结构图

(a) 结构图；(b) 职能符号。

1—阀体；2—调速阀体；3—减压阀套；4—减压阀芯；5—调节杆；6—调节螺母；7—节流阀芯；8—节流阀套；9—弹簧；10—单向阀芯；11—单向阀弹簧；12—单向阀体。

理完全一样，当液流从 A'口进入时，单向阀 10 反向关闭，液流通过通道 a、b 等进入定差减压阀的入口，定差减压阀使节流阀口前后的压力差保证恒定，从而保证节流流量的稳定，节流后的液流经 c 从 A 口流出。如果液流从 A 口进入时，则单向阀 10 正向打开，液流直接经过单向阀从 A'口流出，此时调速阀不起作用。

6.5.2 叠加阀应用例

图 6-56 为使用叠加阀构成的某一液压回路安装结构示意图，图 6-57 为它的图形符号原理图。该回路由底板 5、减压阀 4、单向节流阀 3、双向液压锁 2 和电磁换阀 1 组成，其中电磁换向阀 1 为板式结构，其他阀为叠加形式，所有阀件通过螺栓（图中未画出）与阀座 5 固连在一起。在图示状态（图 6-57），液压泵输出的压力油液经阀座的接口和内部通道、经减压阀 4 的主通道进入电磁换向阀的 P 口；当使电磁换向阀 1 处右工位时，来自 P 口的压力油液经电磁换向阀左部液流通道、双向液压锁 2 的左液控单阀、左单向节流阀、减压阀 4 和阀体 5 的左液流通道、阀座 5 的接口及管路进入液压缸 6 的左（大）腔，其活塞向右运动，右（小）腔排出的油液经回油管路、阀座 5 和减压阀 4 的右液流道、右单向节流阀、双向液压锁 2 的右液控单阀、电磁换向阀 1 的右液流通道及其内部通道，并经过双向液压锁 2 与双单向节流阀 3、减压阀 4、阀座 5 的右液流通道回到油箱，电磁换向阀 1 处左工位时，液压缸 6 退回。

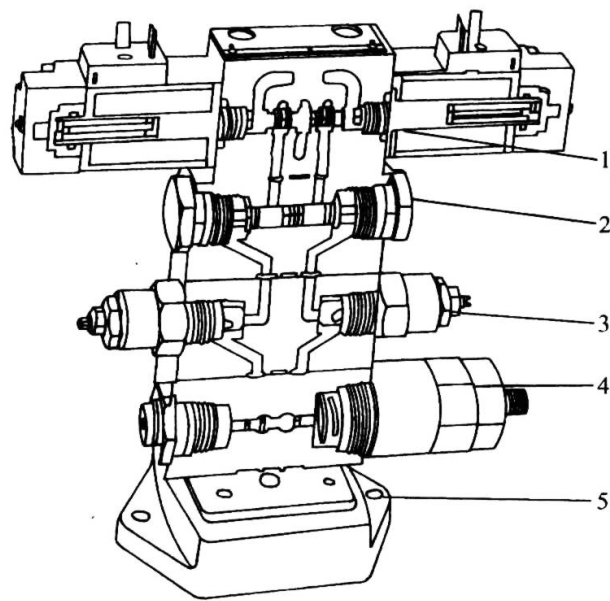


图 6-56 叠加阀构成的回路安装结构图

1—电磁换向阀；2—双向液压锁；3—双单向节流阀；  
4—减压阀；5—阀座（底板）；6—液压缸。

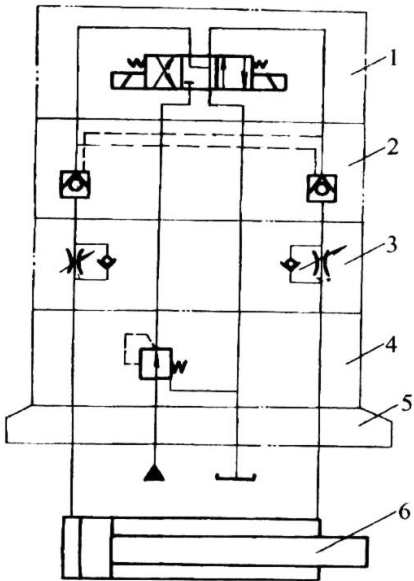


图 6-57 回路原理图

（其他元件见图 6-56 注释）。

6.5.3 插装阀

插装阀又称二通插装阀，在高压大流量液压系统中得到广泛的应用。它由一组已经标准化的基本组件组成，根据液压系统的不同需要，将这些基本组件插入特定规格的阀块，通过盖板与不同导阀组合，即可组成插装阀系统。与普通液压阀相比，插装阀具有以下优点：

（1）通流能力大，特别适用于大流量的场合，它的最大通径可达 200mm~250mm，流量可达 10000L/min。

- (2) 阀芯动作灵敏，不易堵塞。
- (3) 密封性能好，泄漏小，油液流经阀口压力损失小。
- (4) 结构简单，易于实现标准化。

### 1. 插装阀基本组件

插装阀基本组件由阀芯、阀套、弹簧和密封圈构成，根据用途不同分为方向阀组件、压力阀组件与流量阀组件 3 种。同一通径的 3 种组件的安装尺寸相同，但阀芯的结构形式和阀套座孔径不同。图 6-58 为 3 种插装阀组件的结构原理图，A、B 是通油口，C 是控制口。设它们的油液压力和有效面积分别是  $p_A$ 、 $p_B$ 、 $p_C$  和  $A_A$ 、 $A_B$ 、 $A_C$ （面积关系为  $A_C = A_A + A_B$ ），弹簧力  $F_s$ 。若不考虑锥阀的质量、液动力和摩擦力等影响，当  $p_A A_A + p_B A_B < p_C A_C + F_s$  时阀口关闭，油口 A、B 不通，当  $p_A A_A + p_B A_B > p_C A_C + F_s$  时阀口打开，油口 A、B 互通，故控制口 C 的油液压力起控制油口 A、B 通断的作用。将 C 口连接于各种油路，插装阀可以组成方向阀、压力阀和流量阀等液压阀，但它们用的插装阀组件的阀芯结构略有不同，主要是面积比和尾部结构。面积比是指： $\alpha_A = A_A / A_C$ 。3 种组件的具体要求是：

#### 1) 方向阀组件

阀芯半角锥角  $\alpha = 45^\circ$ ，面积比  $\alpha_A = 1:2$ ，即油口 A、B 的作用面积相等，油口 A、B 中的油液可以双向流动。

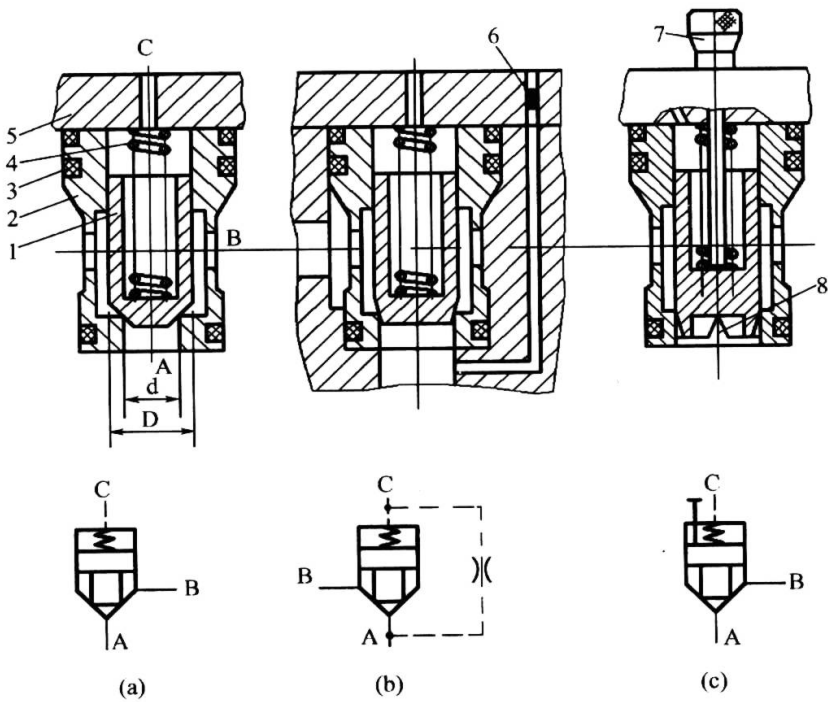


图 6-58 插装阀基本组件的结构原理

(a) 方向阀组件；(b) 压力阀组件；(c) 流量阀组件。

1—阀芯；2—阀套；3—密封；4—弹簧；5—盖板；6—阻尼孔；7—阀芯行程调节杆；8—尾部结构（三角形）。

#### 2) 压力阀组件

作减压阀用的插装阀组件阀芯为滑阀，即  $\alpha_A = 1$ ，B 口进油，A 口出油；作溢流阀或顺序阀的阀芯是锥阀，半锥角  $\alpha = 15^\circ$ ，面积比  $\alpha_A = 1.1$ ，A 口进油，B 口出油。

#### 3) 流量阀组件

为得到好的流量控制特性，常把阀芯设计成带尾部的结构，尾部窗口可以是矩形或三

角形，面积比 $\alpha_A=1$ 或1.1，一般A口为进油口，B口为出油口。

先导阀用来控制插装阀组件、控制C口的通油方式和压力，从而控制阀口的开启和关闭，其中方向阀组件的先导阀可以是电磁滑阀，也可以是电磁球阀。为防止换向冲击，可设置缓冲阀。压力阀组件的先导阀包括压力先导阀、电磁滑阀等，其控制原理与普通溢流阀完全相同。流量阀组件的先导阀除了电磁阀外，还需在盖板上安装阀芯行程调节杆，以限制、调节阀口开度的大小（见图6-58(c)）。

2. 插装阀用作方向控制阀

插装阀用作方向控制阀时阀芯选用方向阀组件，通过对控制口C施加不同的控制，就可以组成各种方向控制阀。

1) 作单向阀

将C腔与A或B连通，即称为单向阀，连接方法不同其导通方式也不同，如图6-59(c)所示。在控制盖板上连接一个二位二通液动阀来变换C的压力，即成为液控单向阀。

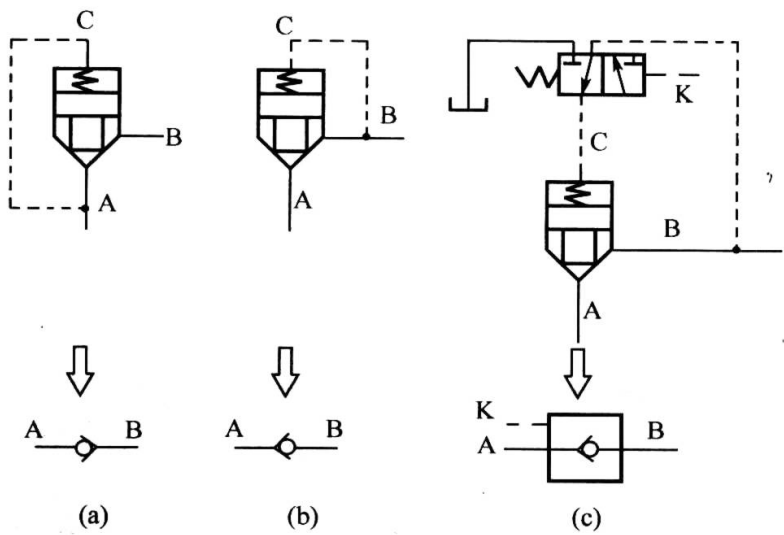


图 6-59 插装阀用作单向阀  
(a)、(b) 作单向阀；(c) 作液控单向阀。

2) 作二位二通阀

用一个二位三通电液阀来转换C腔的压力，就成为一个二位二通阀，如图6-60(a)所示。当二位三通电液阀断电（图示位置）时，只允许液流从A向B流通，反向则不通。更完善的二位二通功能如图6-60(b)所示。在A、B、C口之间加接一个梭阀。梭阀的作用相当于两个单向阀，这样当二位三通电液阀断电时，无论压力方向如何，A、B口都不相通。

3) 作二位三通阀

如图6-61所示，P口接压力油，电磁阀的作用是转换二组插装阀组件的控制口C的控制压力。当电磁阀断电时（图示），插装阀组件1、2都接成单向阀形式。若A口压力高于T口压力，则组件1处于正向，油液从A口流向T口；同时组件2处于反向，A、P不通。反之，当电磁阀通电时，组件1控制口通压力油，使之关闭，A、T不通，而组件2处于正向，P口压力油流向A口。

4) 作二位四通阀

如图6-62所示，4个方向阀插装组件组成二位四通阀。电磁阀断电时（图示），组件1、3的控制口接油箱，组件2、4的油口通压力油，所以，A、T相通，P、B相通。当电磁

阀通电时，情况则相反，即组件 1、3 的油口通压力油，组件 2、4 的控制口通油箱，所以，P、A 相通，B、T 相通。

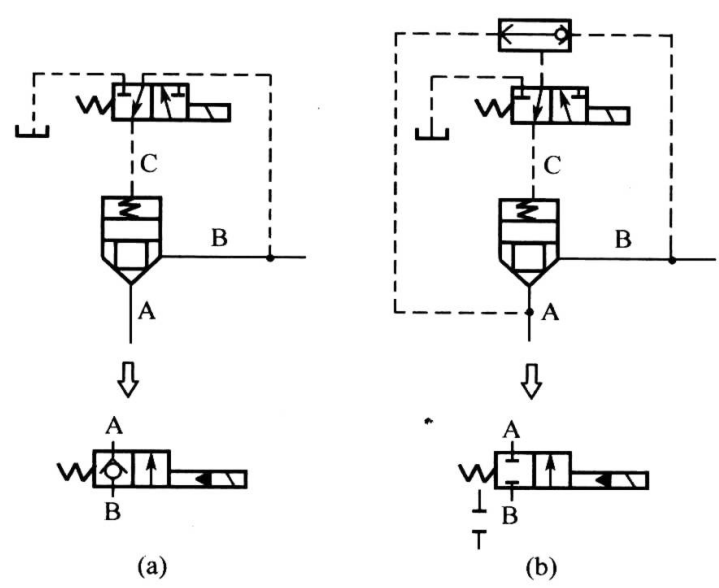


图 6-60 插装阀用作二位二通阀

(a) 作单向常开式二位二通阀；(b) 作常闭式二位二通阀。

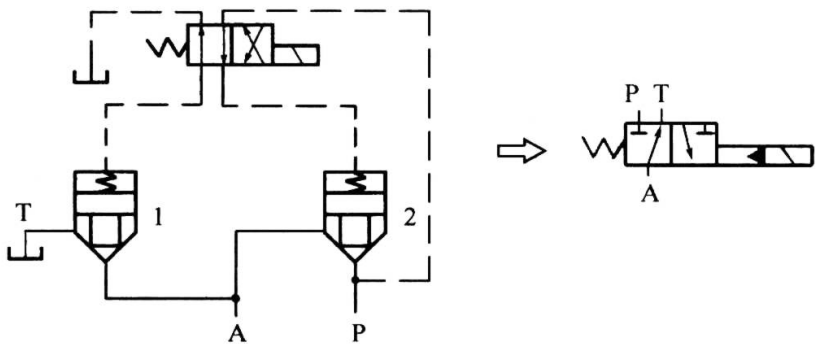


图 6-61 插装阀用作二位三通阀

1、2—插装阀组件。

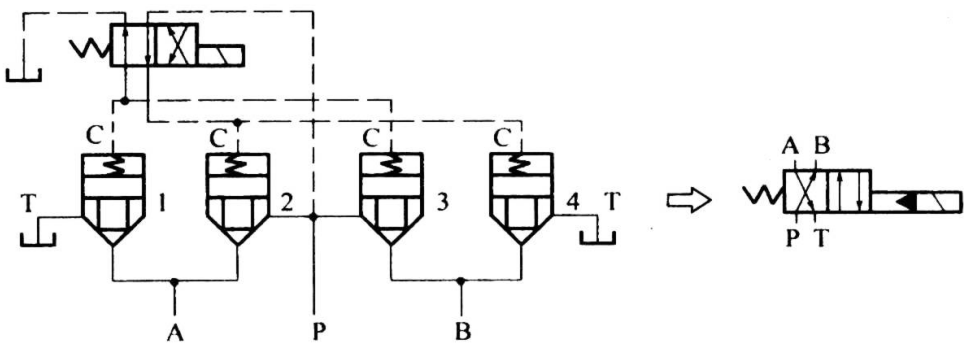


图 6-62 插装阀用作二位四通阀

1、2、3、4—插装阀组件。

5) 作多机能四通阀

图 6-63 所示为多机能四通阀。根据 4 个电磁阀的通断情况，理论上有 16 种组合，A 口、B 口、P 口、T 口的通断状态也有 16 种，但其中的 5 种是相同的，实际只有 12 种组合，具体见表 6-7。表中“1”表示电磁阀通电状态，“0”表示电磁阀断电状态。可见，如



果把状态 9、13 作为等效换向阀的左、右位，其余作为中位，则图 6-63 相当于一个多中位机能的三位四通换向阀。

表 6-7 电磁阀状态与滑阀机能

序号	滑 阀 状 态				滑 阀 机 能	序号	滑 阀 状 态				滑 阀 机 能
	1YA	2YA	3YA	4YA			1YA	2YA	3YA	4YA	
1	1	1	1	1		9	1	0	1	0	
2	1	1	1	0		10	1	0	0	1	
3	1	1	0	1		11	0	1	1	1	
4	1	1	0	0		12	0	1	1	0	
5	1	0	1	1		13	0	1	0	1	
6	0	0	1	1		14	0	0	1	0	
7	1	0	0	0		15	0	0	0	1	
8	0	1	0	0		16	0	0	0	0	

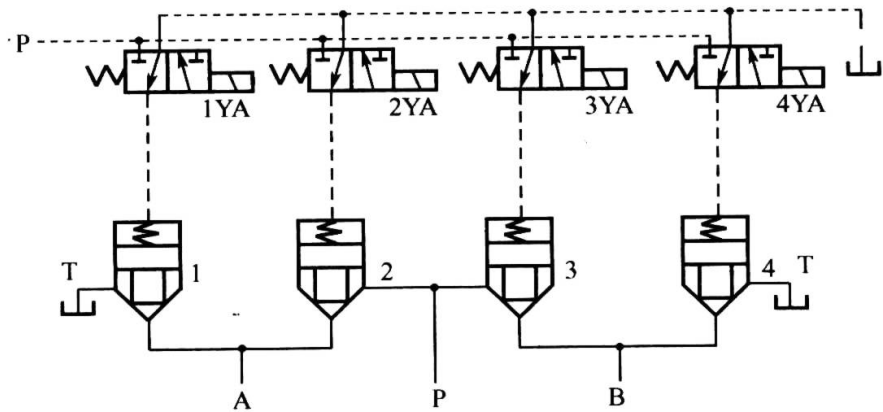


图 6-63 插装阀用作多机能四通阀  
1、2、3、4—插装阀组件。

3. 插装阀用作压力控制阀

插装阀用作压力控制阀时阀芯选用压力阀组件，在控制口 C 接入直动式溢流阀作为先导阀，就可以组成压力控制阀。

图 6-64(a)为插装阀组成的溢流阀。A 口为进油口，B 口接油箱。A 腔压力油经阻尼小孔后进入控制口 C，C 口又与先导压力阀的进油口相通。这样 A 口的压力和溢流量由先导阀决定，其工作原理与先导式溢流阀完全相同。图 6-64(b)是在 C 口又接了一个二位二通电

磁换向阀，当电磁铁通电时，控制口 C 处压力为零（不计换向阀口压力损失），插装阀 A、B 口相通而构成单向阀，起卸载阀作用。

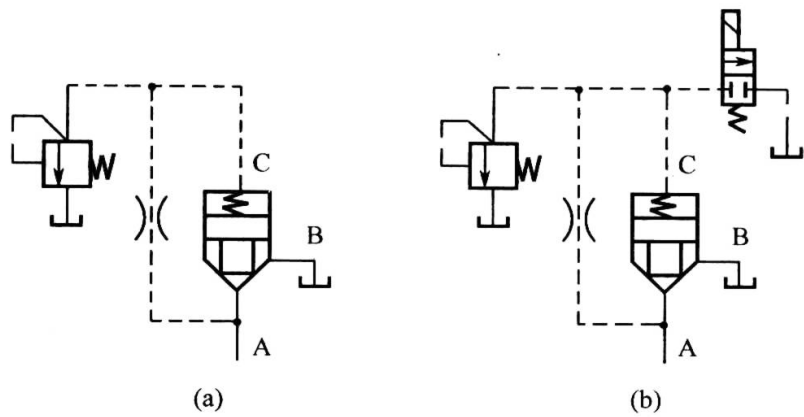


图 6-64 插装阀用作溢流阀  
(a) 溢流阀；(b) 卸载阀。

将图 6-64(a)的 B 口改接被控回路，就成了顺序阀，如图 6-65(a)所示。A 口为进油口（ $P_1$  口），B 口为出油口（ $P_2$  口）。图 6-65(b)为插装阀组成的减压阀，其插装阀组件为面积比  $\alpha_A=1$  的滑阀。A 口为进油口（ $P_1$  口），B 口为出油口（ $P_2$  口）。

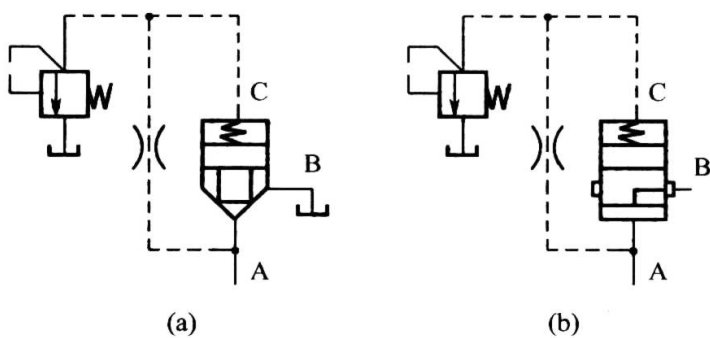


图 6-65 插装阀用作顺序阀和减压阀  
(a) 顺序阀；(b) 减压阀。

#### 4. 插装阀用作流量控制阀

用流量阀组件可以很容易地组成流量控制阀，组件上的调节手柄（或电磁铁）可以改变锥阀阀芯的上下位置，从而改变锥阀的通流面积，起到调节流量的作用。如图 6-66(a)所示，A、B 分别为进、出油口，也可以反过来使用。图 6-66(b)为插装阀组成的调速阀，插装阀滑阀组件起压力补偿的作用，保持流量阀节流口的压力差基本稳定，调速阀的进油口为  $P_1$ ，出油口为  $P_2$ 。

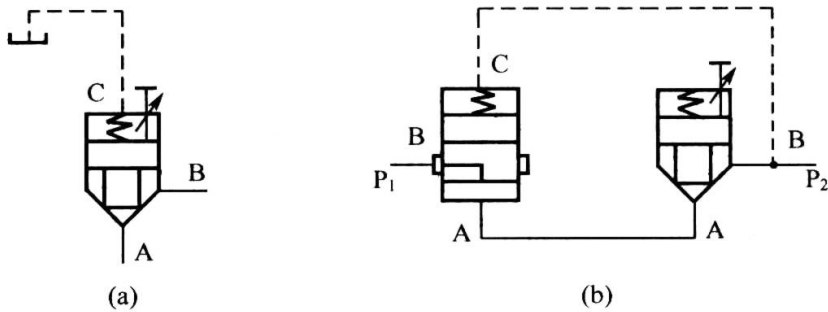


图 6-66 插装阀用作流量控制阀  
(a) 流量控制阀；(b) 调速阀。

## 本章小结

液压阀内容繁多，重点应掌握常规液压阀的结构原理、基本功能、符号和应用。

### 1. 方向阀

方向阀分为单向阀和换向阀两类，前者有普通单向阀、液控单向阀和梭阀。单向阀的基本功能使液流正向通过而反向截止；液控单向阀的基本功能是在液控信号作用下使液流可反向通过；梭形阀即压力选择阀，其出口 P 总是与两进口 A、B 中的压力较高者接通。

换向阀主要是各种换向滑阀，主要概念有位数、通路数、控制方式、定位和复位方式，对于三位换向阀还有中位机能的概念（O、P、M、Y、U、H、X）。液压系统中换向阀为零位（原始、静态）位置，当它的控制方式起作用时，与控制方式相连的方框内的油路连通方式即工作连通方式，识图的方法是将受控方框内的连通方式取代零位或中位的原来连通方式。多路换向阀通常为手动控制，多用于工程机械中，识图方法与一般换向阀相同。

### 2. 压力阀

溢流阀的基本功能是维持进口压力近于恒定，使系统多余油液溢流回油箱。直动式溢流阀有锥芯式、球芯式和滑阀式 3 种，利用液压力与调压弹簧力直接相平衡而保持进口压力稳定；先导式溢流阀通常以直动锥芯式溢流阀控制柱状阀芯而保持主阀口压力近于恒定，其控制口 K 处接二位二通阀可作卸载阀，接另一先导阀时可作遥控溢流阀。

减压阀的基本功能是使出口压力低于进口压力并保持出口（二次）压力基本恒定，通常用于液压系统的分支回路上。减压阀通常指先导式定值减压阀，结构和工作原理与先导式溢流阀相近，其主阀口是常开的，利用出口压力控制先导阀开启，进而控制主阀芯升起，使主阀口起减压作用。由于减压阀出口为工作压力，其先导阀的回油口必须单独安装泄油管路。

顺序阀从结构到工作原理都与溢流阀相近，它相当液压开关，在预定压力下开启，主要功能是控制执行元件的顺序动作，它通常与单向阀联合使用。另外它也可作卸载阀和平衡阀（自控或外控式，用于重物提升回路中）。

压力继电器是将液体压力信号转换成电气控制信号的控制元件，主要用于电磁阀等的自动控制。

### 3. 流量阀

流量阀有普通节流阀、调速阀和溢流节流阀，它们都是在压差基本稳定的情况下，通过调节阀口的节流面积（或阀口开度、液阻）调节阀口流量的。节流口的形式一般为薄壁小孔型（有利于流量稳定），节流口的形状有全周边开口、局部周边开口、三角槽节流口等。节流阀必须与溢流阀联合使用才可调节到执行元件去的流量。调速阀是利用定差减压阀和节流阀联合作用而保证阀口流量稳定的，阀口流量不受负载变化影响的原因是定差减压阀的压力补偿作用而使阀口压差稳定。溢流节流阀是利用定差溢流阀和节流阀的联合作用而保持阀口流量稳定的，该类阀只能用于执行元件的进油管路中。

分流阀、分流集流阀是利用两个固定节流口对流量的检测作用和可变节流口的压力补偿作用而使两股液流成比例的（通常为 1:1），主要用于执行元件的同步控制。

### 4. 叠加阀和插装阀

叠加阀是利用阀的上下结合面及阀内的四个油口构成油路而组合成无管件的液压系统的。换向滑阀无叠加形式。插装阀是利用标准化的插装阀组件和利用换向阀、压力阀对控制

腔 C 的单独或联合控制作用而构成插装式方向阀、压力阀和流量阀的,其显著特点是过流量大,密封性好。

## 思考题

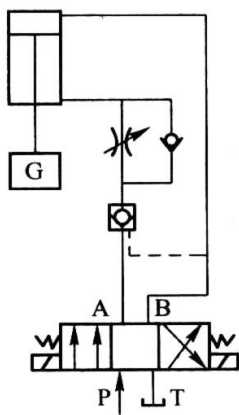
1. 单向阀的基本功能是什么?它有哪些主要用途?
2. 液控单向阀的基本功能是什么?有哪些主要用途?
3. 梭形阀有什么特点?
4. 什么是换向滑阀的位数、通路数和三位四通换向滑阀的中位机能?绘出 O、P、M、Y、U、H、X 型中位职能的图形符号。
5. 换向滑阀的定位、复位及控制方式有哪些,图形符号是如何表示的?
6. 绘制电磁(机动)控制、弹簧复位的常通(常闭)式二位二通换向滑阀的图形符号,说明它是如何工作的?
7. 绘制手动控制、钢球定位、弹簧对中复位的三位四通 O 型换向滑阀的图形符号;绘制电磁控制、弹簧对中的 H 型换向滑阀的图形符号;绘制电磁控制(液压控制)、弹簧对中的 Y 型三位四通换向滑阀的图形符号;说明它们是如何工作的?
8. 溢流阀的基本功能是什么?它有哪些用途(应用)?
9. 绘制直动式和先导式溢流阀结构原理图,进一步说明其工作原理。
10. 说明先导式溢流阀作遥控溢流阀或卸载阀时的工作原理;遥控溢流阀的调节压力与主阀的调节压力有何关系?原因是什么?
11. 减压阀有哪些类型?定值减压阀的基本功能是什么?它有哪些主要用途?
12. 绘制先导定值减压阀结构原理图,进一步说明它是如何工作的?
13. 顺序阀的基本功能是什么?它有哪些类型?主要用途是什么?
14. 根据溢流阀、减压阀、顺序阀的职能符号比较三种阀的结构特点。对于结构和外观相似的三种压力阀,如何简便地区分开来(不需拆开)?
15. 对流量控制阀的基本要求是什么?为何通常选择薄壁小孔形作为流量阀的节流口?
16. 节流阀为何通常要与溢流阀联合使用?如果定量泵的出口没有溢流阀而仅装有节流阀,可否调节阀口的输出流量?原因是什么?
17. 调速阀、溢流节流阀是如何保持节流阀口输出流量稳定的?两者的压力补偿阀有何不同?溢流节流阀为何只能用在执行元件的进油路上?调速阀的减压阀和节流阀的顺序可以互换吗?原因是什么?
18. 压力阀和流量阀都是靠阀的节流口工作的,阀口过流面积(液阻、阀口开度等)变化对阀口的压力损失及流量有何不同的影响?
19. 绘制单向减压阀、单向顺序阀、单向节流阀和单向调速阀的图形符号,说明其中单向阀的作用如何?
20. 叠加阀有何特点?
21. 插装阀有何特点?从结构原理或图形符号看,插装式压力阀、流量阀、换向滑阀要比普通的液压阀结构复杂,为何还要舍简就繁?

## 习 题

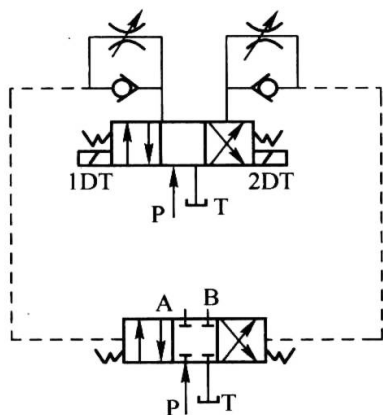
**6-1** 提升重物的液压缸回路如题图 6-1 所示，其中电磁换向阀的中位机能是待定的；液控单向阀用下放重物时锁紧；单向节流阀用于控制重物下放速度。试讨论对于 O、Y、H、M 型换向滑阀，哪个有较好的锁紧效果？原因何在？液控单向阀可否与单向节流阀互换位置？

**6-2** 电液换向阀如题图 6-2 所示，试分析如下问题：

- (1) 导阀的中位机能应如何选择 (O、Y、P、M、H)？
- (2) 图中的主阀为 O 型换向滑阀，如果导阀的控制管路与主阀的进液管路是相通的，主阀可否改为其他形式的换向阀 (O、Y、P、M、H)？原因是什么？
- (3) 如果导阀的供液压力是由单独的液压泵控制的，主阀的中位机能应选择何种形式较好 (O、Y、P、M、H)，原因是什么？

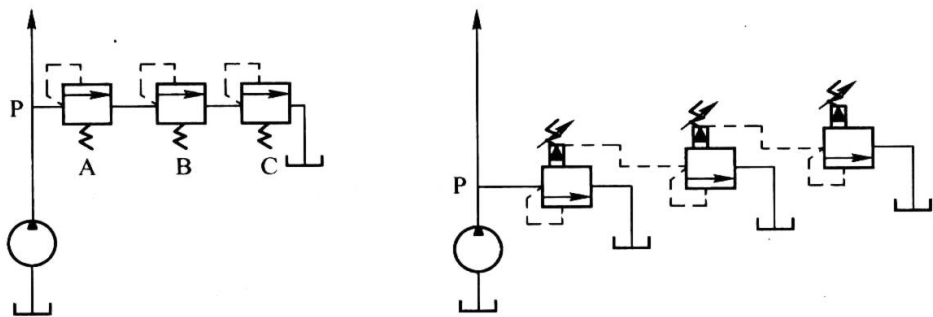


题图 6-1



题图 6-2

**6-3** 在题图 6-3 所示的两个回路中，溢流阀 A、B、C 的调整压力分别为  $p_A=4\text{ MPa}$ ， $p_B=3\text{ MPa}$ ， $p_C=2\text{ MPa}$ ，当系统外负载充分大时，液压泵的出口压力各为多少？



题图 6-3

**6-4** 由定量泵和带有二位二通电磁换向阀的先导式溢流阀构成的回路如题图 6-4 所示，溢流阀 A 调定压力为  $5\text{ MPa}$ ，若阀芯阻尼孔造成的损失不计，试判定下列情况下压力表的读数各为多少？

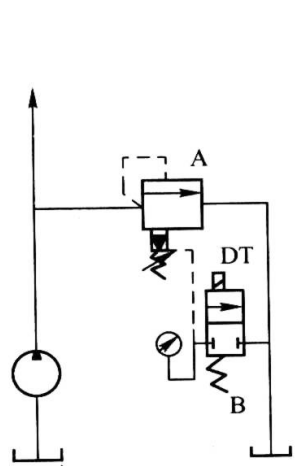
- (1) DT 断电 (阀 B 图示位)，且负载为无限大时；
- (2) DT 断电，液压泵负载压力为  $3\text{ MPa}$  时；
- (3) DT 通电 (阀 B 处上工位)，液压泵负载压力为  $(2\sim5)\text{ MPa}$  时。

**6-5** 在题图 6-5 中，溢流阀调整压力  $p_y=5\text{ MPa}$ ，减压阀调整 (出口) 压力  $p_j=2.5\text{ MPa}$ 。试

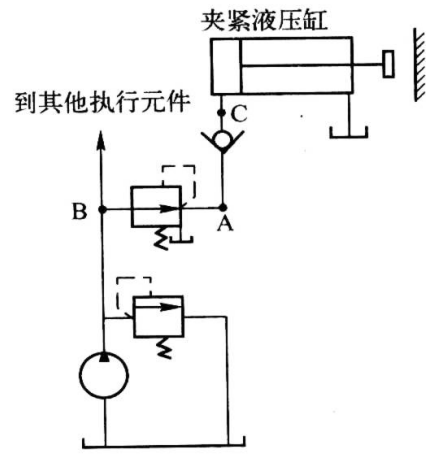


分析下列情况，说明减压阀阀芯（阀口）处于什么工作状态？

- (1) 当液压泵工作压力  $p_B = p_y$  时，夹紧液压缸夹紧工件后，A、C 点的压力  $p_A$ 、 $p_C$  各为多少？
- (2) 液压缸夹紧后，由于其他执行元件的快进而液压泵的工作压力降为  $p_B = 1.5\text{MPa}$  时，A、C 点的压力  $p_A$ 、 $p_C$  各为多少？
- (3) 夹紧液压缸在未夹紧工件而作空载运动时，A、B、C 三点的压力各为多少？



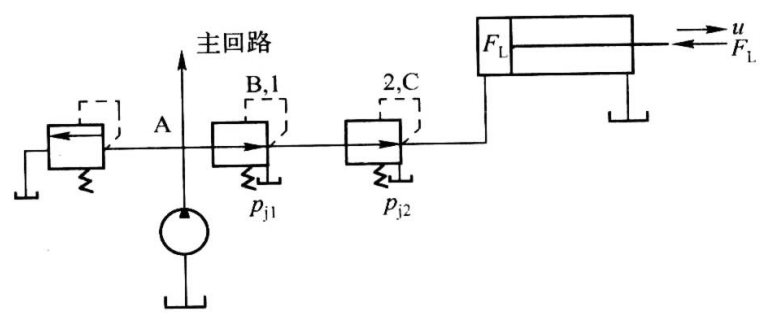
题图 6-4



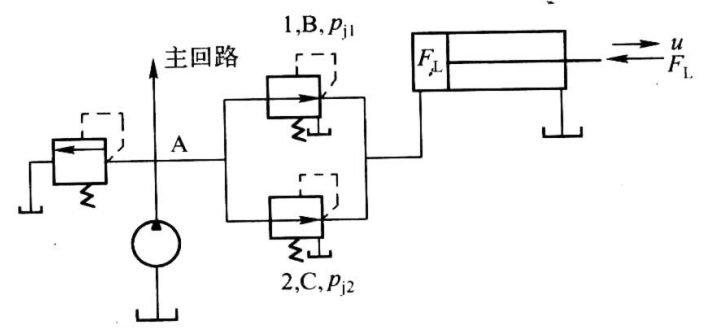
题图 6-5

**6-6** 如题图 6-6 所示，两减压阀的调整压力分别为  $p_{j1}$  和  $p_{j2}$ ，当液压缸负载从  $F_L = 0$  到  $F_L = F_{L\max}$  变化时，对下列两种情况，判定液压缸大腔压力  $p_L$  决定于哪一个减压阀？为什么？另一减压阀处于什么状态？

- (1) 条件 1,  $p_{j1} > p_{j2} \geq p_L$ ;
- (2) 条件 2,  $p_{j2} > p_{j1} \geq p_L$ 。



(a)



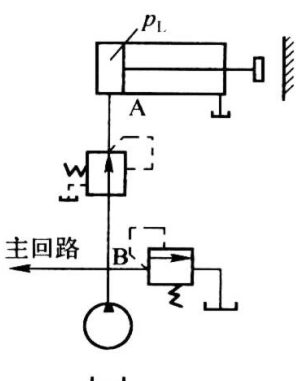
(b)

题图 6-6

(a) 减压阀串联；(b) 减压阀并联。

**6-7** 在题图 6-7 中，溢流阀调整压力  $p_y=5\text{MPa}$ ，减压阀调整压力  $p_j=3\text{MPa}$ ，液压缸运动时的负载压力  $p_L=2\text{MPa}$ ，不计其他损失，试确定：

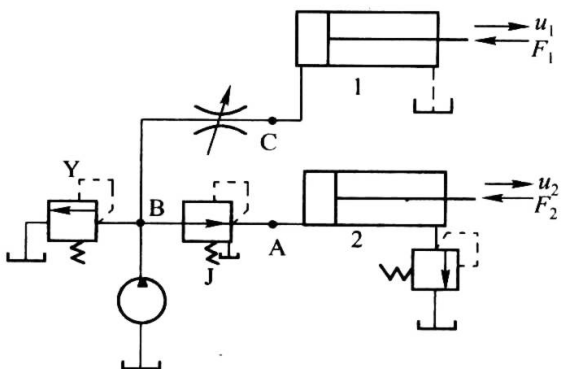
- (1) 活塞在运动期间，在行程末端被挡块挡后，管路 A、B 处的压力大小；
- (2) 如果减压阀的外泄油口在安装时未接油箱，当活塞碰到挡块后，A、B 处的压力大小。



题图 6-7

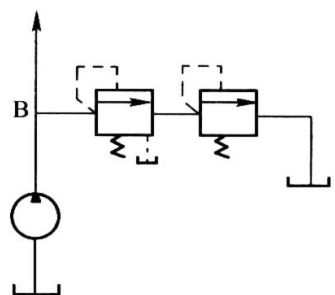
**6-8** 使用节流阀和减压阀的回路如题图 6-8 所示，两液压缸的无杆腔和有杆腔的面积相同，且有  $A_1=100\text{cm}^2$ ， $A_2=50\text{cm}^2$ ；液压缸 1、2 的负载分别为  $F_1=14\text{ kN}$ ， $F_2=4.25\text{ kN}$ ；节流阀的压差  $\Delta p_L=0.2\text{ MPa}$ ，背压阀的调整压力  $p_2=0.15\text{ MPa}$ 。试求：

- (1) 液压缸 1、2 分别运动时，A、B、C 处的压力各为多少？
- (2) 溢流阀 Y 的压力应如何调整？
- (3) 若液压缸 1、2 所需运动速度  $u_1=3.5\text{ cm/s}$ 、 $u_2=4\text{ cm/s}$ ，泵和各液压阀的流量应如何选择？
- (4) 泵和溢流阀、节流阀、减压阀的额定压力如何选择？



题图 6-8

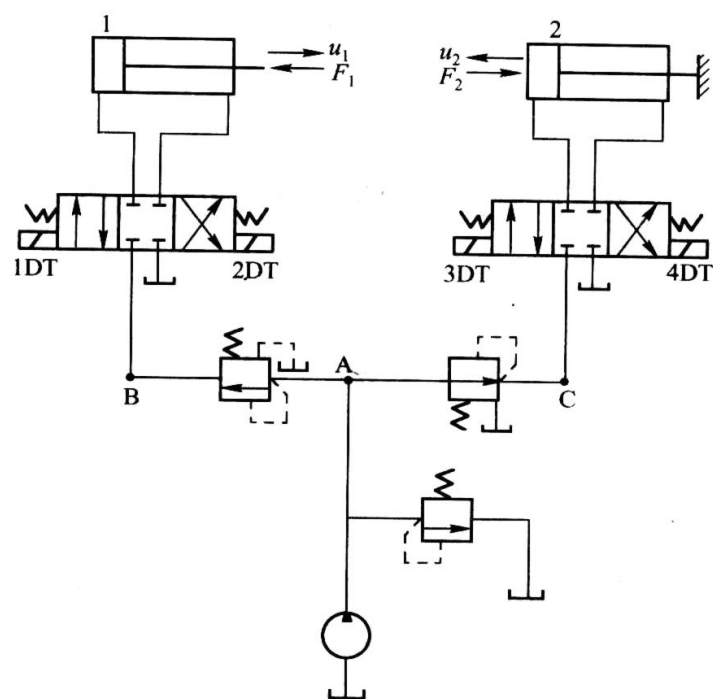
**6-9** 在题图 6-9 中，顺序阀与溢流阀串联，顺序阀调节压力为  $p_x$ ，溢流阀调节压力为  $p_y$ ，当系统的负载无穷大时，液压泵出口压力  $p_B$  是多少？如果将顺序阀和溢流阀位置交换，液压泵出口压力  $p_B$  又是多少？



题图 6-9

**6-10** 在题图 6-10 所示的液压系统中，两液压缸无杆腔面积均为  $A=A_1=A_2=100\text{cm}^2$ ，液压缸 1 的负载  $F_1=35\text{ kN}$ ，液压缸 2 运动时的负载  $F_2=0$ 。溢流阀调整压力  $p_y=4\text{MPa}$ ，顺序阀调整压力  $p_x=3\text{MPa}$ ，减压阀调节压力  $p_j=2\text{MPa}$ 。不计摩擦力和管路压力损失；在下列三种情况下，确定管路中 A、B、C 点的压力：

- (1) 液压泵启动后，两换向阀处于中位；
- (2) 1DT 通电，液压缸 1 运动时和运动到终点停止时；
- (3) 1DT 断电，3DT 通电，液压缸运动时和被限位装置挡死时。



题图 6-10

# 第7章 调速回路

## 7.1 概 述

### 7.1.1 回路和系统

现代液压系统通常具有多种功能，即可同时或顺序地对诸如系统压力，执行元件的速度、方向、顺序动作等设定目标进行控制或调节，因而液压系统的结构复杂。不管液压系统如何复杂，但其构成元件的类型是相同的；从液压系统的功能结构看，它可以看成具有不同基本功能的液压单元的集合，这种功能液压单元称为液压回路。对于简单的液压系统，它可以只有一条回路或就是某种基本回路。系统和回路尽管在特定条件下具有等效性（如上），从一般意义讲，差别在于：系统强调构成的液压元件的完整性和更多的功能，而回路强调特定功能的主要元件而不计次要元件的作用，也不要求构成的液压元件的完整性。对于简单的液压系统，没有必要严格区分系统与回路的概念。

另一种情况是，同一功能的液压基本回路可以有不同的构成方式，因而液压回路内容丰富，据不完全统计，有上千种之多。为便于掌握回路知识，通常可大致分类为：速度控制回路，压力控制回路，方向控制回路，多执行元件控制回路，其他控制回路。熟悉和掌握这些基本回路，有助于更好地分析、使用和设计各种液压系统。

在一切液压系统中，实现功率传递的调速回路占头等重要的地位，因为液压传动的根本任务就在于此。本章专门介绍这种回路的结构、原理、性能和应用，其他回路在第8章中另作介绍。

### 7.1.2 调速回路的分类

对于任何液压系统，无级调速回路（速度的变化可连续调节）是它的核心部分。这种回路可以通过事先的调整或在工作过程中通过自动调节来改变执行元件的速度。但它的主要功能是在传递动力（功率），因而它通常是液压系统的主要回路或主要回路之一。

#### 1. 节流调速回路

在定量泵系统中用流量阀或流量阀与溢流阀协联，通过调节流量阀的开度以调节执行元件的速度（的回路）称为节流调速（回路）。在单独使用流量阀的调速回路中，流量阀为溢流节流阀。与溢流阀协联的流量阀为节流阀或调速阀。节流调速回路结构简单、成本低、使用和维护方便；缺点是功率损失大、发热量大、效率低，多用于  $2\text{kW}\sim 5\text{kW}$  的小功率液压系统如机床液压系统中。

根据流量阀在回路中的安装位置不同，节流调速回路通常分为三种：

- （1）进油节流调速回路；
- （2）回油节流调速回路；

(3) 旁路节流调速回路。

有些文献中将节流调速回路分为两类：串联和并联合流调速回路。前者指进油和回油节流调速回路，后者指旁路节流调速回路。

## 2. 容积调速回路

容积调速回路就是通过改变变量泵或变量马达的有效工作容积（几何排量）来调节执行元件速度的回路。容积调速回路具有发热量小、效率高等优点，广泛用于大功率液压系统如矿山机械和工程机械的液压系统中；缺点是结构复杂、成本高、散热性能差。容积调速回路中的执行元件通常为液压马达，少数情况下可以是液压缸。按照泵和马达的组合方式，容积调速回路可分三种：

- (1) 变量泵—定量马达调速回路；
- (2) 定量泵—变量马达调速回路；
- (3) 变量泵—变量马达调速回路。

## 3. 容积节流调速回路

容积节流调速回路就是利用节流阀（或调速阀）与特定的变量泵协联来调节执行元件速度的回路，其中执行元件多为液压缸。由于变量泵的输出流量与执行元件所需的流量相适应，无溢流损失，故效率高。另外速度调节方便，低速稳定性好。缺点是执行元件速度随负载变化大（刚度差）。这种回路广泛用于机床液压系统中，主要有两种：

- (1) 限压变量泵和调速阀的调速回路；
- (2) 差压变量泵和节流阀的调速回路。

### 7.1.3 对调速回路的基本要求

一般来说调速回路应当满足如下要求：

- (1) 良好的速度稳定性，即负载稳定时速度应当稳定，负载变化时速度变化要小或变化控制在允许范围内。
- (2) 较大的调速范围，即执行元件的最大速度和最小稳定速度比值较大，关键是低速稳定性。
- (3) 较大的输出力或转矩，足以驱动最大负载。
- (4) 功率损失要小，效率要高，结构简单，使用和维护方便。

### 7.1.4 调速回路的研究内容

调速回路的调速特性、功率特性和机械特性基本上决定了它所在的液压系统的性质、特点和用途，为此必须作比较详细的分析和讨论。事实上，也就是对液压系统的静态特性进行概括和描述，并为系统的动态特性分析奠定基础。

## 7.2 节流调速回路

节流调速回路的概念和类型如前面所述，本节研究它的工作原理、负载特性、速度特性及功率和效率特性。在研究时不计油液的可压缩性、黏温特性及系统的泄漏。节流调速回路可以视为简单的节流调速系统。由于它构成简单，只相当第9章所述的液压系统的一个子系统或一条动力回路，因而作为回路看待是恰当的。



7.2.1 进油节流调速回路

流量阀串联在执行元件进油路上的节流调速回路称为进油节流调速回路。回路中的执行元件，既可以是液压马达，也可以液压缸，但以液压缸居多。流量阀可以是普通节流阀，也可以是调速阀、溢流节流阀和比例流量阀。图 7-1 为常见的节流调速回路原理图。

1. 工作原理

如图 7-1 所示，定量泵 1 供液流量  $Q_s = \text{const}$ ，工作压力  $p_s = \text{const}$ ， $p_s$  由溢流阀 2 调定，节流阀 3 可以调节到液压缸 5 的供液量  $Q_1 = Q_L$ ，换向阀 4 用以控制液压缸的往复行程。

节流阀 3 可以调节阀口过流量或液压缸速度的第一个条件是：必须具有溢流阀且它处于开启状态下（这时泵出口压力  $p_B = p_s = \text{const}$ ）。如果没有溢流阀或虽有溢流阀，但它处于关闭状态，调节节流阀的阀口开度，并不能调节流量。这时，定量泵的全部输出流量经节流阀供入液压缸，液压缸有最大速度，节流阀 3 的开口面积（液阻，过流面积）大小只对液压泵 1 的工作压力大小产生影响。第二个条件是溢流阀必须处于适度开启状态，即在流量连续方程  $Q_s = Q_L + Q_y = \text{const}$  中（其中  $Q_L$  为通过节流阀的流量， $Q_y$  为溢流阀的流量），通过溢流阀的流量  $Q_y$ （溢流量）必须显著大于零（ $Q_y \gg 0$ ），如果  $Q_y$  略大于零（ $Q_y = 0^+$ ），这时可以调小节流阀开口，使  $Q_y$  增大，使液压缸速度降低；反之调大节流阀开口并不能使通过节流阀的流量  $Q_L$  变大，使液压缸的速度增加。这时节流阀在理论上处于通流能力过剩状态，即节流阀理论流量  $Q_{Lt} > Q_s$ ，但这种情况不会出现，因为节流阀的最大流量  $Q_{L\max}$  只能小于或等于定量泵的出口流量  $Q_s$ 。何谓适度溢流，没有明确标准，作者认为以  $Q_L = 0.6Q_s$  或  $Q_y = 0.4Q_s$  为宜。第三个条件是节流阀的开口面积不可过小。当开口面积小于某临界值或通过节流阀的流量小于某临界值时，液压缸速度过低，将出现爬行现象，这时调速失去意义。

因此，进油路节流调速的原理可简要概括为：在负载  $F_L$  稳定，供液流量  $Q_s$  稳定和溢流阀适度溢流的条件下，调节节流阀开口面积大小，可以调节执行元件速度的大小。在一定压力差下，记节流阀设计（理论）最小节流面积为  $a_0$ ，最大节流面积为  $a_s$ ；在使用中，在同样设计压力差下，使执行元件不发生爬行的最小节流面积为  $a_{\min}$ ，通过相应定量泵的流量  $Q_s$  的最大节流阀面积为  $a_{\max}$ ，则节流阀调速时的使用节流面积  $a(x)$  为  $a_0 \leq a_{\min} \leq a(x) \leq a_{\max} \leq a_s$ 。

2. 负载特性及速度特性

负载特性亦称机械特性或速度—负载特性，它是描述液压缸速度  $u$  与负载  $F_L$  的函数关系  $u = u(F_L)$ 。这一关系是用稳态下的活塞上的力平衡方程和节流阀—液压缸间的流量连续方程描述的。

参看图 7-1，活塞上力平衡方程为

$$A_1 p_1 = A_2 p_2 + F_f + F_L \tag{7.2.1}$$

式中  $A_1$ ——进液腔面积， $\text{m}^2$ ；  
 $p_1$ ——进液腔工作压力， $\text{Pa}$ ；

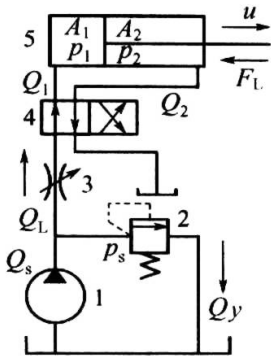


图 7-1 进油节流调速回路

$A_2$ ——回液腔面积,  $\text{m}^2$ ;

$p_2$ ——回液腔压力,  $\text{Pa}$ ;

$F_f$ ——摩擦力,  $\text{N}$ ;

$F_L$ ——液压缸外负载,  $\text{N}$ 。

液压缸的进液流量连续方程为 (不计泄漏)

$$Q_1 = A_1 u \quad (7.2.2)$$

式中  $u$ ——液压缸运动 (伸出) 速度,  $\text{m/s}$ 。

节流阀—液压缸进液腔流量连续方程为

$$Q_1 = Q_L = C_d a(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (7.2.3)$$

通常认为回液压力  $p_2 = 0$ , 若不计摩擦  $F_f$ , 联立式 (7.2.1) ~ 式 (7.2.3) 可求液压缸速度  $u$  为

$$u = u(F_L) = \frac{C_d a(x)}{A_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} = \frac{K}{A_1} a(x) \sqrt{p_s - \frac{F_L}{A_1}} \quad (7.2.4)$$

式中  $K$ ——常数,  $K = C_d \sqrt{2/\rho} = \text{const.}$

式 (7.2.4) 即速度—负载特性 (方程), 它表达了在节流面积  $a(x)$  为定值条件下, 液压缸速度  $u$  随负载  $F_L$  或随负载压力  $p_L = F_L / A_1$  的变化特性, 由此作出的特性曲线称速度—负载特性曲线, 它服从抛物线变化规律, 如图 7-2 所示。由图 7-2 可知, 当负载一定时, 液压缸速度  $u$  随节流阀过流面积  $a(x)$  变大 (小) 而变大 (小), 当节流阀过流面积  $a(x)$  为定值时 ( $a(x) = a_1, a_2, a_3 \dots$ ), 液压缸速度  $u$  随负载  $F_L$  或负载压力  $p_L = F_L / A_1$  变大而减小, 反之则变大; 并且当  $F_L = A_1 p_s$  或  $p_L = F_L / A_1 = p_s$  时, 不管节流阀过流面积  $a(x)$  如何变化, 恒有  $u = 0$ ; 当负载  $F_L = 0$  或负载压力  $p_L = F_L / A_1 = 0$  时, 液压缸速度达到最大值  $u_{\max}$ ,  $u_{\max}$  随节流阀节流阀过流面积  $a(x)$  变大而变大, 但  $u_{\max} \leq Q_s / A_1$ 。

速度特性是指在负载  $F_L$  或负载压力  $p_L = F_L / A_1$  稳定 (不变) 条件下, 液压缸速度  $u$  与节流阀过流面积  $a(x)$  之间的函数关系。由式 (7.2.4) 可知

$$u = u(a(x)) = C_0 a(x) \quad (7.2.5)$$

式中  $C_0$ ——常数,  $C_0 = (C_d \sqrt{2(p_s - p_L) / \rho}) / A_1$ ;

$p_L$ ——负载压力,  $\text{Pa}$ ,  $p_L = F_L / A_1 = \text{const.}$ ;

$x$ ——节流阀阀口开度,  $\text{m}$ 。

由式 (7.2.5) 作出的速度特性如图 7-3 所示。由图 7-3 可以看出, 在负载稳定条件下, 液压缸速度  $u$  与节流阀过流面积成正比。对于周边全开口的节流阀,  $a(x)$  可以表示为  $a(x) = \pi d x = W x$ , 其中  $d$  为阀芯直径,  $W = \pi d$  称面积梯度。这样节流调速回路的调速范围

可用调速比  $\phi_u$  表示为

$$\Phi_u = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{a_{\max}}{a_{\min}} = \frac{x_{\max}}{x_{\min}} \leq \frac{a_s}{a_0} \leq \frac{x_s}{x_0} \quad (7.2.6)$$

式中  $u_{\max}$ ——液压缸的最大速度,  $u_{\max} \leq Q_s / A_1$ ;

- $u_{\min}$ ——液压缸的最低稳定速度,  $u_{\min} \geq u_{0\min}$ ,  $u_{0\min}$  为临界稳定 (不发生爬行) 速度;
- $a_{\max}$ ——在一定负载  $F_L$  条件下, 节流阀所需的最大使用过流面积, 在这个面积下和一定负载下, 可以通过定量泵的全部流量 (溢流阀处于临界溢流状态)  $Q_s$ , 大于此值将出现通流能力过剩 (发生  $Q_L > Q_s$  的不可能事件);
- $a_{\min}$ ——节流阀必须使用的最小节流面积, 小于此值时液压缸将出现爬行;
- $a_0$ ——节流阀最小稳定流量时所需或设计的过流面积, 在使用中  $a_0 \leq a(x)$ ,  $a_0 < a_{\min}$ ;
- $a_s$ ——节流阀通过额定流量时所需或设计的过流面积, 在使用中  $a(x) \leq a_s$ ,  $a_{\max} \leq a_s$ ; 在  $a_s$  下节流阀的流量应大于相应定量泵的流量  $Q_s$ 。

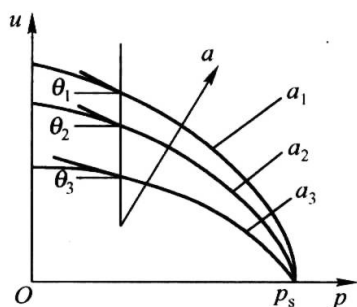


图 7-2 负载特性

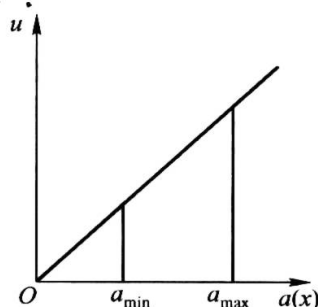


图 7-3 速度特性

### 3. 速度刚度分析

在进油路节流调速原理和速度特性的分析中, 总是假定负载  $F_L = \cos nt$ 。事实上, 负载发生波动是常见的。对于以速度控制为目标的进油节流调速回路来说, 人们自然希望负载  $F_L$  的波动对速度  $u$  的影响越小越好 (最好无影响)。为评价负载对速度的影响, 引入速度刚度  $T$  (速度梯度的倒数) 的概念,  $T$  的定义为速度—负载特性曲线 (图 7-3) 上某点切线斜率  $\tan \theta = du/dF_L$  的负倒数, 即

$$T = -\frac{dF_L}{du} = -\frac{1}{\tan \theta} \quad (7.2.7)$$

由式 (7.2.4) 可求  $T$  为

$$T = -\frac{dF_L}{du} = \frac{2A_1^2}{Ka(x)} \sqrt{p_s - \frac{F_L}{A_1}} = \frac{2(A_1 p_s - F_L)}{u} \quad (7.2.8)$$

速度刚度表征了回路抵抗负载变化的能力。  $T$  值越大, 速度稳定性越好。理想状态是  $T = \infty$ , 即速度始终为定值, 不受负载变化的影响。这对于使用普通节流阀的节流调速回路来说, 是难以做到的。由式 (7.2.8), 当节流阀通流面积  $a(x)$  不变时, 负载越小, 速度刚度越大; 当负载一定时, 节流阀通流面积  $a(x)$  越小 (或液压缸速度越低), 速度刚度越大。提高溢流阀的调压能力或 (和) 增大液压缸工作面积都能提高速度刚度, 但这些参数的变动多半受到其他条件的制约。

### 4. 功率和功率特性

进油节流调速回路的功率包括输入功率 (液压泵输出功率)  $P_B$  和 (液压缸) 输出功率  $P_L$ , 效率  $\eta$  为两者之比, 即  $\eta = P_L / P_B$ 。当溢流阀处于溢流状态时, 回路的输入功率可近似为

$$P_B = p_s Q_s = \text{const} \quad (7.2.9)$$

液压缸的输出功率  $P_L$  为

$$P_L = p_1 Q_1 = F_L u = \frac{F_L}{A_1} K a(x) \sqrt{p_s - \frac{F_L}{A_1}} = K a(x) p_L \sqrt{p_s - p_L} \quad (7.2.10)$$

式中  $p_L$  ——负载压力,  $p_L = F_L / A_1 = p_1$ 。

由式 (7.2.10) 可确定  $P_L$  有极大值的条件为

$$\frac{dP_L}{dp_L} = 0 \Rightarrow p_L = \frac{2}{3} p_s \quad (7.2.11)$$

将式 (7.2.11) 代入式 (7.2.10), 则有

$$P_{L\max} = \frac{2}{3} p_s K a(x) \sqrt{p_s - \frac{2}{3} p_s} \approx 0.385 K a(x) p_s^{1.5} \quad (7.2.12)$$

由式 (7.2.12) 知, 极大值  $P_{L\max}$  为最大值的条件是  $a = a_{\max}$ , 这时有

$$P_{\max} = P_{L\max} \Big|_{a=a_{\max}} = 0.385 K a_{\max} p_s^{1.5} \quad (7.2.13)$$

这里的最大节流面积  $a_{\max}$  的含义是, 在  $p_1 = p_L = \frac{2}{3} p_s$  条件下, 节流阀口的流量  $Q_L$  即液压泵的输出流量  $Q_s$ , 即

$$Q_{L\max} = Q_s = K a_{\max} \sqrt{p_s - p_L} = \frac{K a_{\max} \sqrt{p_s}}{\sqrt{3}} \quad (7.2.14)$$

由式 (7.2.14) 可求  $a_{\max}$  为

$$a_{\max} = \frac{\sqrt{3} Q_s}{K \sqrt{p_s}} \quad (7.2.15)$$

将式 (7.2.15) 代入式 (7.2.12) 并求比值  $P_{\max} / P_s$  则有

$$\eta_{\max} = \frac{P_{\max}}{P_s} = \frac{\frac{2}{3} p_s K \frac{\sqrt{3} Q_s}{K \sqrt{p_s}} \sqrt{p_s - \frac{2}{3} p_s}}{p_s Q_s} = \frac{2}{3} \quad (7.2.16)$$

## 5. 采用其他流量阀的进油节流调速回路

采用普通节流阀的进油节流调速回路的执行元件的速度稳定性差, 负载的变化不可避免地引起执行元件的速度变化, 即刚度差, 适用于对速度要求不高的场合。在速度精度要求较高的情况下, 应采用调速阀或溢流节流阀, 如图 7-4 和图 7-5 所示。

在图 7-4 中, 当溢流阀处于溢流状态时, 调节阀的节流口面积  $a(x)$  可调节执行元件的速度。与普通节流阀不同的是, 当负载  $F_L$  波动引起压力  $p_1$  波动时, 由于定差减压阀的作用, 可使调速阀的节流阀口前的压力  $p'_s$  也随之波动, 并保持节流阀口前后压力差  $\Delta p = p'_s - p_1$  稳定, 从而保证了执行元件的速度稳定, 其速度—负载特性如图 7-6 所示, 使用调速阀的进油路节流调速回路的速度波动值可以达到  $\pm 4\%$  左右。

使用溢流节流阀的进油节流调速回路与使用节流阀或调速阀时略有差别 (见图 7-5): 其中主溢流阀为安全阀, 处于常闭状态, 而溢流节流阀的定差溢流阀处于开启状态。当负载  $F_L$  发生波动时, 液压缸的负载压力 (无杆腔压力)  $p_1$  和泵出口压力  $p_B$  都发生波动, 但两者在节流阀口前后形成的压力差  $\Delta p = p_B - p_1$  保持稳定, 使经节流阀输入到执行元件的流量  $Q_1 = C_d a(x) \sqrt{2(p_B - p_1) / \rho}$  保持稳定, 从而使液压缸速度保持稳定。速度—负载特性可参看图 7-6, 调速精度与使用调速阀时差别不大。由于泵的出口压力随负载波动, 无溢流损

失，功率损失小，与使用节流阀或调速阀时相比，回路有较高的效率。

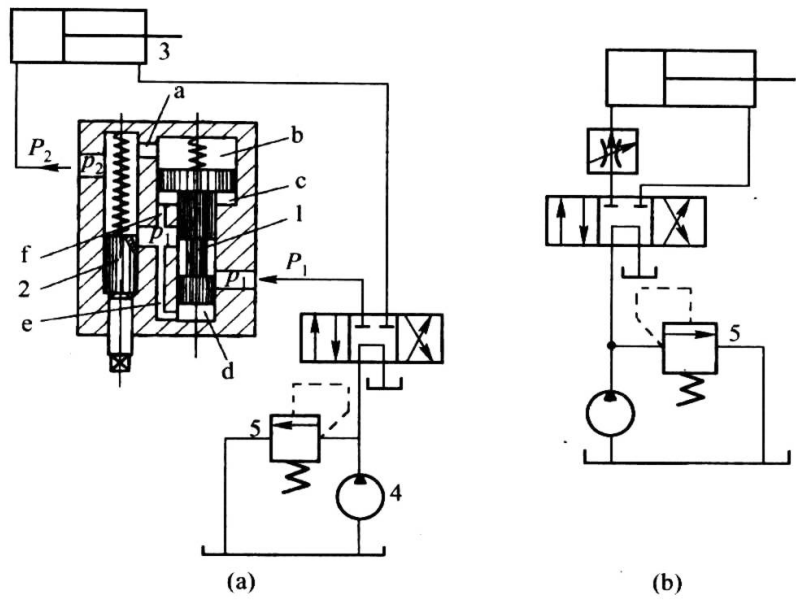


图 7-4 调速阀安装在液压泵出液口的节流调速系统

(a) 结构原理图；(b) 职能符号图。

1—定差减压阀；2—节流阀；3—液压缸；4—定量泵；5—溢流阀。

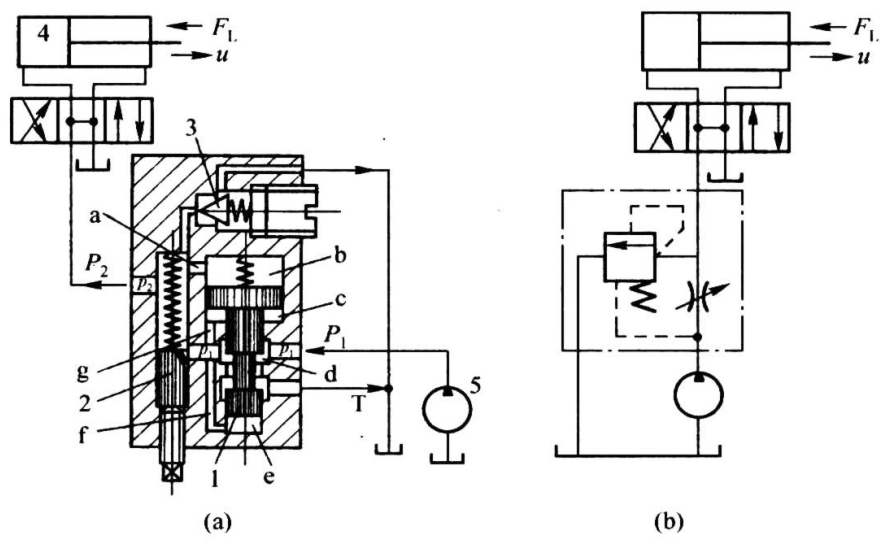


图 7-5 使用溢流节流阀的节流调速回路

(a) 结构原理图；(b) 职能符号图。

1—定差减压阀；2—节流阀；3—安全阀；4—液压缸；5—液压泵。

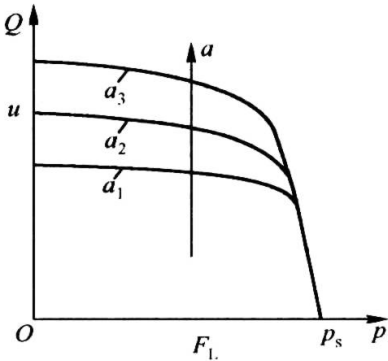


图 7-6 负载特性

7.2.2 回油（出口）节流调速回路

1. 使用普通节流阀的回油节流调速回路

节流阀串联在执行元件回油路上的节流调速系统工作原理如图 7-7 所示，在溢流阀处于适度溢流状态和负载  $F_L$  稳定条件下，调节节流阀通流面积  $a(x)$  的大小可调节节流阀的流量  $Q_L$ ，即回液腔流量  $Q_2$ ，也就调节了液压缸的速度。这与进油路节流调速系统的工作原理是一致的。

在回油路节流调速系统中，液压缸活塞上力平衡方程为

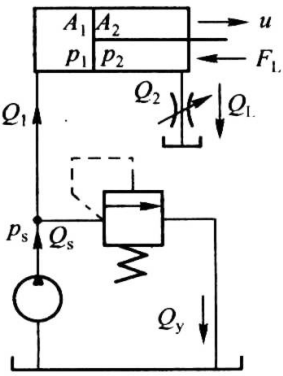


图 7-7 回油路节流调速系统



$$p_s A_1 = p_2 A_2 + F_L \quad (7.2.17)$$

通过节流阀的流量方程为

$$Q_L = Q_2 = C_d a(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} = K a(x) \sqrt{p_2} \quad (7.2.18)$$

液压缸回液腔流量方程为

$$Q_2 = A_2 u \quad (7.2.19)$$

联立以上三式可得液压缸速度为

$$u = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{Q_L}{A_2} = \frac{K a(x)}{A_2} \sqrt{p_s' - \frac{F_L}{A_2}} \quad (7.2.20)$$

式中  $p_s'$  —— 液压泵折算工作压力,  $p_s' = (A_1/A_2)p_s$ ;

$A_2$  —— 液压缸回液腔面积;

$K$  —— 常数,  $K = C_d \sqrt{2/\rho}$ ,  $\rho$  为油液密度;

$a(x)$  —— 节流阀通流面积。

比较式 (7.2.20) 和式 (7.2.4) 知, 回油路节流调速系统的速度—负载特性、速度特性、速度刚度等, 与进油路节流调速系统是一致的, 可参看前面分析, 不另述。

## 2. 使用调速阀的回油节流调速回路

使用调速阀的回油节流调速回路如图 7-8 所示, 其工作情况与使用节流阀时相同。负载  $F_L$  变化时, 回油腔压力  $p_2$  随之变化, 由于调速阀中减压阀自动调节作用, 使节流阀口前后压差基本不变, 从而提高了液压缸的速度稳定性, 在全负载下速度波动最大约 4% 上下。需说明的是图 7-8(a) 动作比较迟缓, 不如图 7-8(b) 结构式反应灵敏。

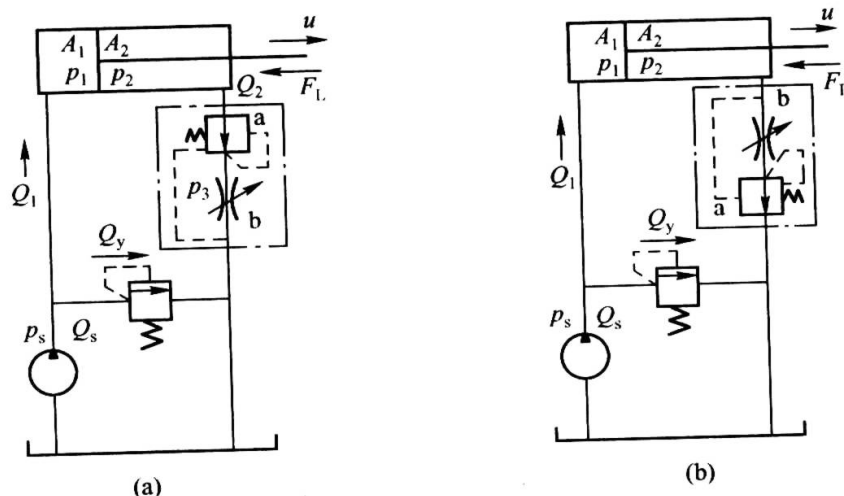


图 7-8 使用调速阀的回油节流调速回路

(a) 定差减压阀前串联; (b) 定差减压阀后串联。

## 7.2.3 旁路节流调速回路

### 1. 工作原理

节流阀与执行元件进油路并联的旁路节流调速系统如图 7-9 所示, 由于溢流阀作为安全阀使用, 它是闭合的 ( $Q_y = 0$ ), 定量泵输出流量  $Q_s$  被节流阀分流  $Q_L$  后, 其余流量  $Q_1 = Q_s - Q_L$  进入液压缸大腔。在负载  $F_L$  稳定条件下, 当调节节流阀通流面积  $a(x)$  而改变节

流阀流量  $Q_L$  时，也就调节了液压缸的进油量  $Q_1$ ，即调节了液压缸的速度。

## 2. 静态特性分析

旁路节流调速系统的静态特性如速度—负载特性、速度特性和速度刚度等，是由三个静态方程描述的。

参看图 7-9，液压缸活塞上力平衡方程为

$$A_1 p_1 = F_L + A_2 p_2 \quad (p_2 = 0) \tag{7.2.21}$$

节流阀的流量方程为

$$Q_L = C_d a(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = K a(x) \sqrt{p_1} \quad (p_2 = 0) \tag{7.2.22}$$

液压缸流量方程为

$$Q_1 = Q_s - Q_L = A_1 u \tag{7.2.23}$$

联立以上三式可求液压缸速度为

$$u = \frac{Q_s}{A_1} - \frac{K a(x)}{A_1} \sqrt{\frac{F_L}{A_1}} = u_{\max} - \frac{K a(x)}{A_1} \sqrt{p_L} \tag{7.2.24}$$

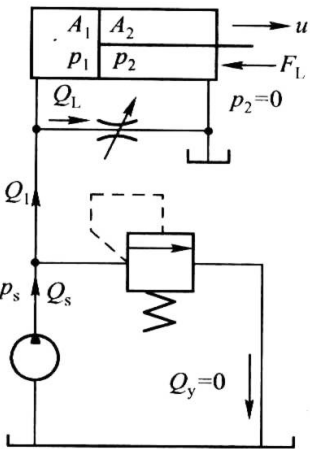


图 7-9 旁油路节流调速系统

式中  $u_{\max}$  ——液压缸最大速度， $u_{\max} = Q_s / A_1$ ； $A_1$  为液压缸大腔面积， $Q_s$  为液压泵流量， $Q_s = \text{const}$ ；

$a(x)$  ——节流阀通流面积；

$K$  ——常数， $K = C_d \sqrt{2/\rho}$ ；

$p_L$  ——负载压力， $p_L = F_L / A_1$ ， $F_L$  为液压缸负载。

式 (7.2.24) 即旁路节流调速系统的速度—负载特性  $u = u(F_L)$ ；当  $F_L = \text{const}$  时，即为速度特性。由式 (7.2.24) 作出的速度—负载特性曲线和速度特性曲线如图 7-10 和图 7-11 所示。由图可以看出，当  $a(x) = 0$  时，液压缸有最大速度  $u_{\max}$ ，当  $a(x)$  增大时，液压缸速度  $u$  变小，并且当  $F_L = \text{const}$ ，液压缸速度的减小与  $a(x)$  增大成线性关系，当  $a(x)$  过大时，将导致液压缸速度不稳定（爬行），这是应当避免的。

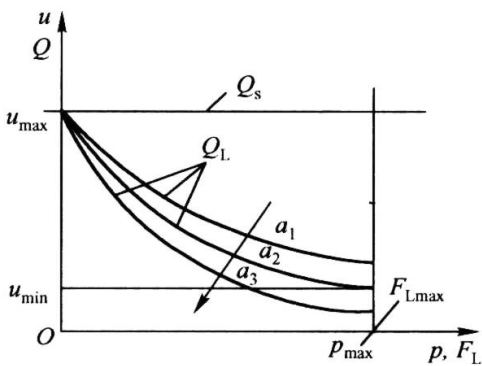


图 7-10 速度—负载特性曲线

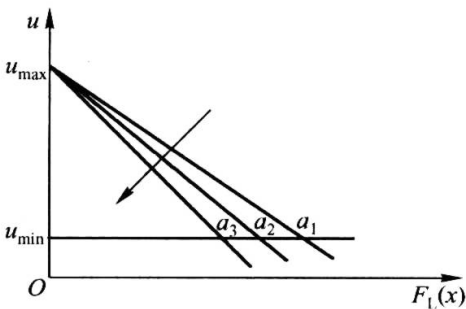


图 7-11 速度特性曲线

由式 (7.2.24) 可求速度刚度  $T$  为

$$T = -\frac{dF_L}{du} = \frac{2A_1^{1.5}}{a(x)} \sqrt{F_L} \tag{7.2.25}$$

由式 (7.2.25) 知，增大  $A_1$ 、减小  $a(x)$  和增大  $F_L$  有助于提高速度的稳定性，但增大  $A_1$  时，相应的  $Q_s$  也要增大，在结构上受到限制，所以在增大  $T$  时应综合考虑多种因素。一般

来说，旁路节流调速的速度刚度低于进油路和回油路。

3. 功率和效率分析

液压缸输出功率  $P_L$  可表示为

$$P_L = p_1(Q_s - Q_L) = p_1Q_s - Ka(x)p_1\sqrt{p_1} \tag{7.2.26}$$

由式 (7.2.26) 可确定  $P_L$  有极值的条件为

$$\frac{dP_L}{dp_1} = Q_s - \frac{3}{2}Ka(x)\sqrt{p_1} = 0 \tag{7.2.27}$$

故有

$$p_1 = \left(\frac{2}{3}\frac{Q_s}{Ka(x)}\right)^2 = \frac{4}{9}p_{\max} \tag{7.2.28}$$

式中  $p_{\max}$  ——最大负载压力 ( $F_L = F_{L\max}$ ,  $Q_{L\max} = Q_s$ ,  $u = 0$ ),  $p_{\max} = (Q_s/Ka(x))^2$ 。

将式 (7.2.28) 代入式 (7.2.22), 可求极值条件下的  $Q_L$  为

$$Q_L = \frac{2}{3}Q_s \tag{7.2.29}$$

将式 (7.2.28) 和式 (7.2.29) 代入式 (7.2.26) 可求

$$P_{L\max} = p_1(Q_s - \frac{2}{3}Q_s) = \frac{1}{3}p_1Q_s = \frac{4}{27}p_{\max}Q_s \tag{7.2.30}$$

则系统的最高效率为

$$\eta_{\max} = \frac{P_{L\max}}{P_B} = \frac{\frac{1}{3}p_1Q_s}{p_1Q_s} = \frac{1}{3} \tag{7.2.31}$$

通过上述分析可以看出，当旁路节流阀的流量  $Q_L = 2Q_s/3$  时，系统有最大输出功率和最高效率。

7.2.4 三种节流调速系统的特点

为方便读者，将三种节流调速系统的特点列入表 7-1，供选择和应用参考。

表 7-1 三种节流调速回路特点比较

特 性	调 节 方 法		
	进油路节流调速	回油路节流调速	旁油路节流调速
回路的主要参数	进油腔压力 $p_1$ ，节流阀两端压差 $\Delta p$ 以及进入液压缸的流量 $Q$ 等均随负载 $F_L$ 的变化而变化。液压泵压力 $p_s$ 为常数，液压泵输出功率 $P_B$ 为常数	回油腔压力 $p_2$ 、节流阀两端压差 $\Delta p$ 以及进入液压缸流量 $Q$ 均随负载 $F_L$ 的变化而变化。液压泵压力 $p_s$ 为常数，液压泵输出功率 $P_B$ 为常数，进油腔压力 $p_1 = p_s$	进油腔压力 $p_1$ 、节流阀两端压差 $\Delta p$ 、进入液压缸的流量 $Q$ 以及液压泵输出功率 $P_B$ 均随负载变化而变化。 $p_1 = p_s$ ，回油腔压力 $p_2 = 0$
速度负载特性	速度负载特性较软	速度负载特性较软	速度负载特性比进油路、回油路节流调速回路更软
运动平稳性及承受负值负载的能力	平稳性较差，不能承受负值负载	平稳性较好，能承受负值负载	平稳性较差，不能承受负值负载

(续)

特 性	调 节 方 法		
	进油路节流调速	回油路节流调速	旁油路节流调速
最大承载能力	当溢流阀压力调定后，最大负载为常数，不随节流阀通流面积的改变而改变	当溢流阀压力调定后，最大负载为常数，不随节流阀通流面积的改变而改变	最大负载随节流阀通流面积的增大而减小，低速时承载能力差
调速范围	较大，可达 100 以上	较大，可达 100 以上	调速范围小
功率消耗	功率消耗与负载、速度无关。低速轻载时效率低，发热大	功率消耗与负载、速度无关。低速轻载时效率低，发热大	功率消耗较进、回油路调速回路小，效率较高
发热及泄漏的影响	油液通过节流孔发热后进入液压缸，影响液压缸泄漏，从而影响活塞运动速度。但泵的泄漏对性能无影响	油液通过节流阀发热后回油箱冷却，对液压缸泄漏影响较小。泵的泄漏对性能无影响	油泵的泄漏影响液压缸运动速度
停车后启动冲击	停车后启动冲击小	停车后启动有冲击	停车后启动有冲击

7.2.5 例题

节流调速回路的计算题比较困难，现举例如下，供读者解决实际问题作参考。

例 7-1 定量泵和定量马达组成的进油路节流调速系统如图 7-12 所示，有关数据如下：

- (a) 定量泵几何排量  $q_B = 80\text{mL/r}$ ，转速  $n_B = 1440\text{r/min}$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.955$ 。
- (b) 定量马达几何排量  $q_M = 120\text{mL/r}$ ，容积效率  $\eta_{Mv} = 0.96$ ，机械效率  $\eta_{Mm} = 0.80$ ，恒负载转矩  $T_L = 61.1\text{N}\cdot\text{m}$ 。
- (c) 节流阀流量—压力降特性方程为

$$Q_L = 0.125a\sqrt{10^{-5}\Delta p_L} \quad (\text{L/min})$$

式中  $a$ ——节流阀通流面积，单位为  $\text{mm}^2$ ，最大通流面积  $a_{\max} = 200\text{mm}^2$ ；  
 $\Delta p_L$ ——节流阀阀口压力降，单位为  $\text{Pa}$ 。

- (d) 溢流阀调定压力  $p_y = 5.6\text{MPa}$ ，假定无调压偏差。试求
- (1) 通过节流阀的流量；
- (2) 液压马达最高转速；
- (3) 通过溢流阀的流量及溢流功率损失。

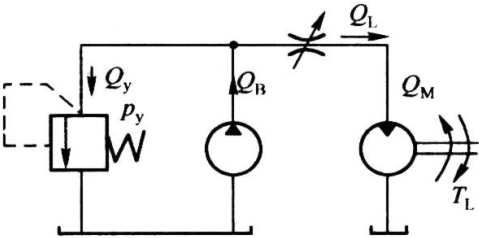


图 7-12 进油节流调速系统

解：

- (1) 通过节流阀的流量

假定液压马达回油压力为大气压力，则其进口压力  $p_{Mi}$  可根据转矩公式

$$T_M = T_L = \frac{\Delta p_M q_M}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{p_{Mi} q_M}{2\pi} \eta_{Mm} \text{ 求出:}$$

$$p_{Mi} = \frac{2\pi T_L}{q_M \eta_{Mm}} = \frac{2\pi \times 61.1}{120 \times 10^{-6} \times 0.8} = 4 \times 10^6 (\text{Pa}) = 4(\text{MPa}) \quad (1)$$

假定溢流阀处于溢流状态，则节流阀前后压力降为

$$\Delta p_L = p_y - p_{Mi} = 5.6 - 4 = 1.6(\text{MPa}) \quad (2)$$

则当节流阀通流面积  $a = a_{\max} = 200\text{mm}^2$  时，通过节流阀的最大流量为

$$\begin{aligned} Q_{L\max} &= 0.125 a_{\max} \sqrt{10^{-5} \Delta p_L} \quad (\text{L/min}) \\ &= 0.125 \times 200 \sqrt{10^{-5} \times 1.6 \times 10^6} = 100 (\text{L/min}) \end{aligned} \quad (3)$$

液压泵的输出流量  $Q_B$  为

$$Q_B = n_B q_B \eta_{Bv} = 1440 \times 80 \times 10^{-3} \times 0.955 = 110 (\text{L/min}) \quad (4)$$

由于  $Q_B > Q_L$ ，故假定溢流阀处于溢流状态的命题是正确的。

(2) 液压马达最高转速

由于通过节流阀的最大流量  $Q_{L\max} < Q_B$ ，故液压马达的最高转速  $n_{M\max}$  为

$$n_{M\max} = \frac{Q_{L\max}}{q_M} \eta_{Mv} = \frac{100 \times 10^3}{120} \times 0.96 = 800 (\text{r/min}) \quad (5)$$

(液压马达可以达到的最高转速为  $Q_B \eta_{Mv} / q_M = 110 \times 10^3 \times 0.96 / 120 = 880 (\text{r/min})$ ，其条件为  $T_L$  变小或  $a_{\max}$  进一步取大值。)

(3) 通过溢流阀的流量及功率损失

$$Q_y = Q_B - Q_{L\max} = 110 - 100 = 10 (\text{L/min}) \quad (6)$$

$$P_y = p_y Q_y = 5.6 \times 10^6 \times \frac{10 \times 10^{-3}}{60} (\text{W}) \approx 0.933 (\text{kW}) \quad (7)$$

例 7-2 使用调速阀的进油路节流调速系统如图 7-13 所示，有关数据如下：

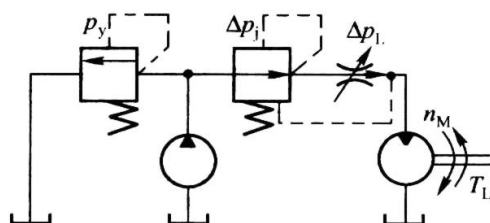


图 7-13 使用调速阀的进油路节流调速系统

(a) 定量泵几何排量  $q_B = 120\text{mL/r}$ ，转速  $n_B = 1470\text{r/min}$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.90$ ，总效率  $\eta_B = 0.7624$ ，吸入压力为大气压力。

(b) 溢流阀调整压力  $p_y = 7\text{MPa}$ ，无调压偏差。

(c) 当定量泵的全部流量通过调速阀时，其定差减压阀阀口损失  $\Delta p_j = 0.6\text{MPa}$ ，其节流阀阀口损失  $\Delta p_L = 0.4\text{MPa}$ ；节流阀的流量—压力降特性方程为

$$Q_L = 588 a \sqrt{10^{-5} \Delta p_L} \quad (\text{mL/min})$$

式中  $a$ ——节流阀的通流面积；单位为  $\text{mm}^2$ ；

$\Delta p_L$ ——节流阀阀口压力降，单位为  $\text{Pa}$ 。



(d) 定量马达几何排量  $q_M = 147.9 \text{ mL/r}$ ，容积效率  $\eta_{Mv} = 0.90$ ，机械效率  $\eta_{Mm} = 0.85$ ，回油压力为大气压力。试求：

- (1) 节流阀（调速阀）通过定量泵的全部输出流量时所使用的节流面积  $a$ ；
- (2) 调速阀全开时液压马达的最大输出转矩和系统的总效率  $\eta_1$ ；
- (3) 当液压马达输出功率为其最大值的 50%、输出转矩为最大时的系统的总效率  $\eta_2$ ；
- (4) 当液压马达的输出转矩和输出转速均为其最大值的 50% 时的系统的总效率  $\eta_3$ 。

解：

(1) 节流阀（调速阀）的通流面积  $a$

根据命题条件，节流阀通过定量泵的全部流量  $Q_L$  为

$$n_B q_B \eta_{Bv} = Q_L = 588a \sqrt{10^{-5} \Delta p_L} \quad (1)$$

按给定条件  $\Delta p_L = 0.4 \text{ MPa}$ ，将  $\Delta p_L$ ， $n_B$ ， $q_B$ ， $\eta_{Bv}$  代入上式有

$$1470 \times 120 \times 0.90 = 588a \sqrt{10^{-5} \times 0.4 \times 10^6} \quad (2)$$

解之得

$$a = 135 (\text{mm}^2)$$

(2) 调速阀全开时的  $T_{Mmax}$  及系统效率  $\eta_1$

调速阀全开时，其阀口压力损失即定差减压阀与节流阀阀口损失之和  $(\Delta p_j + \Delta p_L)$  为最小。溢流阀工作压力  $p_y = 7 \text{ MPa}$  时，定量马达入口压力  $p_{Mi}$  为最大，输出转矩为最大，故有

$$p_{Mimax} = \Delta p_{Mmax} = p_y - (\Delta p_j + \Delta p_L) = 7 - (0.6 + 0.4) = 6 (\text{MPa}) \quad (3)$$

$$T_{Mmax} = \frac{\Delta p_{Mmax} q_M}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{6 \times 10^6 \times 147.9 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0.85 = 120 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

则液压马达的最大输出功率  $P_{Mmax}$  为

$$P_{Mmax} = \Delta p_{Mmax} Q_B \eta_{Mv} \eta_{Mm} \quad (5)$$

在上述条件下，液压泵输入功率  $P_{Bi}$  为

$$P_{Bi} = \frac{p_y Q_B}{\eta_B} \quad (6)$$

则系统的总效率  $\eta_1$  为

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \frac{P_{Mmax}}{P_{Bi}} = \frac{\Delta p_{Mmax} Q_B \eta_{Mv} \eta_{Mm}}{p_y Q_B / \eta_B} = \frac{\Delta p_{Mmax} \eta_B \eta_{Mv} \eta_{Mm}}{p_y} \\ &= \frac{6 \times 10^6}{7 \times 10^6} \times 0.7624 \times 0.90 \times 0.85 \approx 50\% \end{aligned} \quad (7)$$

(3) 当  $P_M = 0.5 P_{Mmax}$ ， $T_M = T_{Mmax}$  时

$$\eta_2 = \frac{0.5 P_{Mmax}}{P_{Bi}} = 0.5 \eta_1 = 25\% \quad (8)$$

(4) 当  $P_M = 0.5 P_{Mmax}$ ， $\omega_M = 0.5 \omega_{Mmax}$  时的总效率  $\eta_3$

在此条件下，液压马达输出功率为

$$P_M = T_M \omega_M = 0.5 T_{Mmax} \times 0.5 \omega_{Mmax} = 0.25 P_{Mmax} \quad (9)$$

故可求  $\eta_3$  为

$$\eta_3 = \frac{P_M}{P_{Bi}} = \frac{0.25 P_{Mmax}}{P_{Bi}} = 0.25 \eta_1 = 12.5\% \quad (10)$$

例 7-3 使用节流阀的进油路节流调速系统如图 7-14 所示。设流量系数  $C_d = 0.67$ ，油液密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ；溢流阀调整压力  $p_y = 1.2 \text{ MPa}$ ；液压泵输出流量  $Q_B = 20 \text{ L/min}$ ；液压缸活塞面积  $A_1 = 30 \text{ cm}^2$ ，负载  $F_L = 2.4 \times 10^3 \text{ N}$ 。试分析节流阀从全开到逐步调小过程中，活塞速度如何变化及溢流阀工作状态。

解：

液压缸工作（进液腔）压力  $p_1$  为

$$p_1 = \frac{F_L}{A_1} = \frac{2.4 \times 10^3}{30 \times 10^{-4}} (\text{Pa}) = 0.8 (\text{MPa}) \quad (1)$$

液压泵工作压力为

$$p_B = p_1 + \Delta p \quad (2)$$

其中  $\Delta p$  为节流阀前后压力差，其大小与通过节流阀的流量及所使用的通流面积  $a(x)$  有关。

当  $p_B < p_y$  时，溢流阀处关闭状态，定量泵的全部输出流量经节流阀进入液压缸，液压缸速度为最大；此时调节节流阀的通流面积  $a(x)$  并不能使液压缸速度发生变化；当  $a(x)$  变大时，节流阀口压力损失  $\Delta p$  变小（ $a(x) = a_{\max}$ ， $\Delta p$  为最小），泵工作压力  $p_B$  变小；当  $a(x)$  变小时，泵工作压力变大；当  $p_B = p_y$  时，溢流阀开启而处溢流状态，泵工作压力  $p_B \approx 1.2 \text{ MPa}$ ，不再继续升高。在此条件下，调节节流阀通流面积  $a(x)$  才能使液压缸速度发生变化（注： $a(x)$  只能向小处调节，使液压缸速度从最大值降低）。

取  $\Delta p = p_y - p_1 = 1.2 - 0.8 = 0.4 (\text{MPa})$  代入节流阀公式

$$Q_L = Q_B = C_d a \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (3)$$

可求得

$$a = \frac{Q_B}{C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} = \frac{20 \times 10^{-3} / 60}{0.67 \times \sqrt{\frac{2}{900} \times 0.4 \times 10^6}} (\text{m}^2) = 0.167 (\text{cm}^2) \quad (4)$$

当节流阀通流面积  $a(x) > 0.167 \text{ cm}^2$  时，调大  $a(x)$  不会使液压缸速度变化。液压缸最大速度为

$$u_{\max} = \frac{Q_B}{A_1} = \frac{Q_L}{A_1} = \frac{20 \times 10^3}{30} = 667 (\text{cm/min}) \quad (5)$$

反之，当  $a(x) < 0.167 \text{ cm}^2$  时，调小  $a(x)$  可使液压缸速度变小，直至液压缸处于临界爬行状态。

例 7-4 进回路复合节流调速系统如图 7-15 所示，假定定量泵的全部输出流量  $Q_B$  均输入到液压缸（溢流阀溢流量  $Q_y = 0$ ），不计管路压力损失和液压缸摩擦损失，试确定液压缸输出功率最大值、负载  $F_L$  和速度  $u$  的大小。

解：

复合节流调速系统的四个运动方程如下：

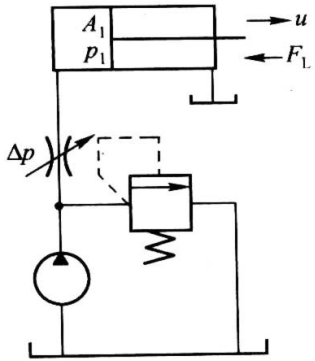


图 7-14 使用节流阀的进油路节流调速系统

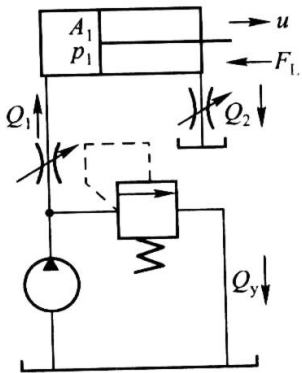


图 7-15 使用节流阀的复合节流调速系统

活塞上力平衡方程为

$$A_1 p_1 = A_2 p_2 + F_L \quad (1)$$

其中  $A_1$ 、 $A_2$  分别为液压缸进回油腔面积， $p_1$ 、 $p_2$  分别为液压缸进回油腔压力， $F_L$  为负载。

节流阀 1 的流量—压力降方程为

$$Q_1 = K_1 a_1 \Delta p_1^m = K_1 a_1 (p_B - p_1)^m \quad (2)$$

其中  $Q_1$  为节流阀 1 的流量（液压缸进油量）； $K_1$  为节流阀 1 的系数， $K_1 = C_{d1} \sqrt{2/\rho}$ ， $C_{d1}$  为节流阀 1 流量系数， $\rho$  为油液密度； $a_1$  为节流阀 1 的通流面积； $m$  为节流阀指数， $0.5 \leq m \leq 1$ ； $\Delta p_1$  为节流阀 1 的压力降， $\Delta p_1 = p_B - p_1$ ， $p_B$  为液压泵出口压力，假定为常数， $p_B = p_{Bmax} = p_s$  时， $Q_1 = Q_B$ ， $Q_y = 0$ ， $p_s$  为溢流阀调节压力（临界开启压力，假定无调压偏差）。

液压缸进油腔油液连续方程为

$$Q_1 = A_1 u \quad (3)$$

其中  $u$  为活塞速度。

节流阀 2 流量—压力降方程为

$$Q_2 = K_2 a_2 \Delta p_2^m = K_2 a_2 p_2^m \quad (4)$$

其中  $Q_2$  为节流阀 2 的流量（液压缸回油腔流量）； $K_2$  为节流阀 2 的系数， $K_2 = C_{d2} \sqrt{2/\rho}$ ， $C_{d2}$  为节流阀 2 的流量系数（通常  $C_{d2} = C_{d1} = C_d = 0.62$ ）； $\Delta p_2$  为节流阀 2 压力降， $\Delta p_2 = p_2$ 。

液压缸回油腔油液连续方程为

$$Q_2 = A_2 u \quad (5)$$

联立式 (2) 和式 (3) 得

$$u = \frac{K_1 a_1}{A_1} (p_B - p_1)^m \quad (6)$$

由式 (1) 得

$$p_1 = \frac{A_2}{A_1} p_2 + \frac{F_L}{A_1} \quad (7)$$

联立式 (4) 和式 (5) 得

$$p_2 = \left( \frac{A_2 u}{K_2 a_2} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (8)$$

将式 (7) 和 (8) 代入式 (6) 得

$$u = \frac{K_1 a_1}{A_1} \left[ p_B - \frac{A_2}{A_1} \left( \frac{A_2 u}{K_2 a_2} \right)^{\frac{1}{m}} - \frac{F_L}{A_1} \right]^m \quad (9)$$

对式 (9) 进一步整理得

$$u = \frac{(p_B - F_L/A_1)^m}{\left[ \left( \frac{A_1}{K_1 a_1} \right)^{\frac{1}{m}} + \frac{A_2}{A_1} \left( \frac{A_2}{K_2 a_2} \right)^{\frac{1}{m}} \right]^m} \quad (10)$$

液压缸输出功率  $P_c$  为

$$P_c = F_L u = C F_L (p_B - \frac{F_L}{A_1})^m \quad (11)$$

式中  $C$ ——常数,  $C = [(\frac{A_1}{K_1 a_1})^{\frac{1}{m}} + \frac{A_2}{A_1} (\frac{A_2}{K_2 a_2})]^m$ 。

将式 (11) 对  $F_L$  求导, 并令  $\frac{dP_c}{dF_L} = 0$ , 则有

$$\frac{dP_c}{dF_L} = C[(p_B - \frac{F_L}{A_1})^m - \frac{Fm}{A_1}(p_B - \frac{F_L}{A_1})^{m-1}] = 0 \quad (12)$$

解之得

$$F_L = \frac{A_1 p_B}{m+1} \quad (13)$$

将式 (12) 和式 (13) 代入式 (11) 可求液压缸最大输出功率为

$$P_{cmax} = C \frac{A_1 p_B}{m+1} (\frac{p_B m}{m+1})^m \quad (14)$$

节流阀通常为薄壁小孔型, 节流指数  $m = 0.5$ , 则有

$$F_L = \frac{2}{3} A_1 p_B \quad (15)$$

$$u = \frac{\sqrt{3 p_B}}{3} C_0 \quad (16)$$

式中  $C_0 = [(\frac{A_1}{K_1 a_1})^2 + \frac{A_2}{A_1} (\frac{A_2}{K_2 a_2})^2]^{-0.5}$ 。

由式 (15) 和式 (16) 可进一步确定

$$P_{cmax} = \frac{2}{9} \sqrt{3} A_1 p_B^{1.5} C_0 = \frac{2}{9} \sqrt{3} A_1 p_s^{1.5} C_0 \quad (17)$$

由上分析可以看出, 如果定义负载压力  $p_L = \frac{F_L}{A_1}$ , 由式 (15) 知, 负载压力

$p_L = \frac{2}{3} p_B = \frac{2}{3} p_s$  时, 液压缸有最大功率, 这与进油路节流调速系统的最大功率条件是一致的, 但在复合节流调速系统中, 最大功率的表现形式比较复杂。

例 7-5 定量泵一定量马达旁路节流调速系统如图 7-16 所示, 液压泵排量为  $q_{Bv}$ , 转速为  $n_B$ , 容积效率为  $\eta_{Bv}$ , 输出流量为  $Q_B$ , 工作压力为  $p_B < p_y$ ,  $p_y$  为溢流阀调节 (安全) 压力。液压马达输入流量为  $Q_{Mi}$ , 排量为  $q_{Mv}$ , 机械效率为  $\eta_{Mm}$ , 负载转矩为  $T_L$ 。节流阀流量—压力降方程为  $Q_l = K_1 \sqrt{p_B}$  ( $K_1$  为常数)。若不计管路压力损失, 试证液压马达转速  $n_M$  可表示为

$$n_M = A q_{Bv} - B \sqrt{T_M}$$

其中  $A$ 、 $B$  为常数,  $T_M$  为液压马达输出转矩,  $T_M = T_L$ 。

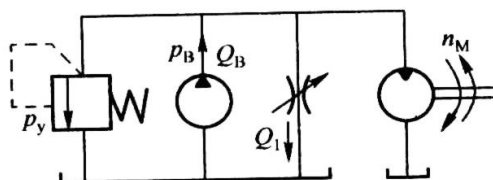


图 7-16 旁路节流调速系统

证明:

系统的流量连续方程如下:

$$Q_B = n_B q_{Bv} \eta_{Bv} \quad (1)$$

$$Q_B = Q_1 + Q_{Mi} \quad (2)$$

$$Q_1 = K_1 \sqrt{p_B} \quad (3)$$

$$Q_{Mi} = \frac{n_M q_{Mv}}{\eta_{Mv}} \quad (4)$$

联立以上四个方程, 则有

$$n_B q_{Bv} \eta_{Bv} = K_1 \sqrt{p_B} + \frac{n_M q_{Mv}}{\eta_{Mv}} \quad (5)$$

液压马达输出轴上转矩平衡方程为

$$T_M = T_L = \frac{p_M q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{p_B q_{Mv}}{2\pi} \eta_{Mm} \quad (6)$$

由式 (6) 得

$$\sqrt{p_B} = \sqrt{\frac{2\pi T_M}{q_{Mv} \eta_{Mm}}} \quad (7)$$

将式 (7) 代入式 (6) 整理

$$n_M = \frac{n_B \eta_{Bv} \eta_{Mv}}{q_{Mv}} q_B - \frac{K_1}{q_{Mv}} \sqrt{\frac{2\pi T_M}{q_{Mv} \eta_{Mm}}} = A q_{Bv} - B \sqrt{T_M} \quad (8)$$

式中  $A$  ——常数,  $A = n_B \eta_{Bv} \eta_{Mv} / q_{Mv}$  ;

$B$  ——常数,  $B = \frac{K_1}{q_{Mv}} \sqrt{\frac{2\pi}{q_{Bv} \eta_{Mm}}}$  。

证毕。

例 7-6 进油路节流调速系统如图 7-17 所示, 液压泵输出流量  $Q_B = 10 \text{ L/min}$ , 溢流阀调节压力  $p_y = 2.4 \text{ MPa}$ 。液压缸面积  $A_1 = 50 \text{ cm}^2$ ,  $A_2 = 25 \text{ cm}^2$ 。负载  $F_L = 8 \times 10^3 \text{ N}$ , 背压阀调节压力为  $0.3 \text{ MPa}$ 。节流阀通流面积  $a = 9 \text{ mm}^2$ 。设流量系数  $C_d = 0.62$ , 油液密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。分析系统的工作状况。

解:

(1) 液压缸进油腔工作压力  $p_1$  计算

液压缸活塞力平衡方程为

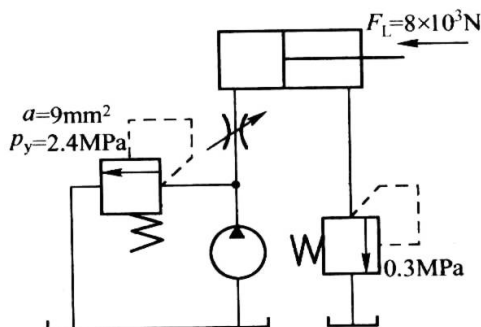


图 7-17 进油路节流调速系统



$$A_1 p_1 = A_2 p_2 + F_L \quad (1)$$

故有

$$p_1 = \frac{A_2}{A_1} p_2 + \frac{F_L}{A_1} = \frac{25}{50} \times 0.3 \times 10^6 + \frac{8 \times 10^3}{50 \times 10^{-4}} \text{ (Pa)} = 0.75 \text{ (MPa)} \quad (2)$$

(2) 通过节流阀的流量  $Q_L$  和液压缸速度  $u$

假定液压泵工作压力  $p_B$ ，溢流阀调节压力  $p_y$ ，则节流阀上的压力降  $\Delta p$  为

$$\Delta p = p_B - p_1 = p_y - p_1 = 2.4 - 1.75 = 0.6 \text{ (MPa)} \quad (3)$$

则通过节流阀的流量为

$$\begin{aligned} Q_L &= C_d a \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = 0.62 \times 9 \times 10^{-6} \times \sqrt{\frac{2}{900} \times 0.65 \times 10^6} \text{ (m}^3/\text{s)} \\ &= 2.12 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{s)} = 12.72 \text{ (L/min)} > Q_B = 10 \text{ (L/min)} \end{aligned} \quad (4)$$

由上计算可知，节流阀通流面积  $a = 9 \text{ mm}^2$  过大，不起节流作用，这时有  $Q_L = Q_B$ ，则液压缸速度为

$$u = u_{\max} = \frac{Q_B}{A_1} = \frac{10 \times 10^3}{50} = 200 \text{ (cm/min)} = 2 \text{ (m/min)} \quad (5)$$

(3) 液压泵工作压力  $p_B$

根据  $Q_L = Q_B$  计算节流阀前后压力差为

$$\Delta p = \left( \frac{Q_B}{C_d a} \right)^2 \frac{\rho}{2} = \left( \frac{10 \times 10^{-3} / 60}{0.62 \times 9 \times 10^{-6}} \right)^2 \times \frac{900}{2} = 0.4 \text{ (MPa)} \quad (6)$$

液压泵工作压力  $p_B$  为

$$p_B = p_1 + \Delta p = 1.75 + 0.4 = 2.15 \text{ (MPa)} < 2.4 \text{ (MPa)} \quad (7)$$

故溢流阀处于关闭状态。在其他条件不变时，只有当节流阀面积  $a$  进一步变小时，它才能起节流调速作用。

## 7.3 容积调速回路

### 7.3.1 概述

通过改变变量泵或变量马达的有效工作容积（几何排量）来调节执行元件速度的系统称容积调速系统。容积调速系统的执行元件通常为变量马达或定量马达，用液压缸代替定量马达也是可行的，但不具有典型性，执行元件为液压马达是最常见的，因而容积调速系统通常简称为液压泵—液压马达调速系统，所以本节中的执行元件为液压马达。

容积调速系统的优点是体积小，结构紧凑，功率大，热量损失少，效率高，速度刚度大（速度稳定性好），具有良好的静动态特性，因而在大功率液压系统中，几乎毫无例外地使用容积调速方式。容积调速系统的缺点是散热性能差，通常要有辅助补油回路和热交换回路，因而结构复杂。

按照调节执行元件方式不同，容积调速系统可分为三种（见图 7-18）：①变量泵—定量马达容积调速系统（图 7-18 (a)、(e)，其中液压马达可换成液压缸）；②定量泵—变量马达容积调速系统（图 7-18 (b)、(f)）；③变量泵—变量马达调速系统（图 7-18 (c)、(g)）。根

据油液在主回路（液压泵和液压马达或液压缸构成的回路）中循环方式不同，容积调速系统可分为开式系统（图 7-18（a），（b），（c））和闭式系统（图 7-18（e），（f），（g））。

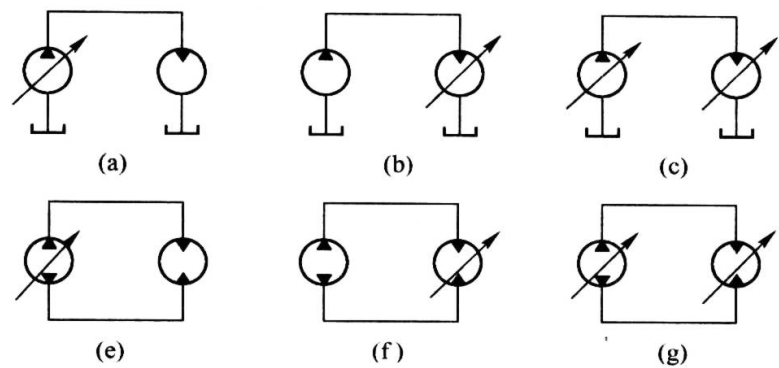


图 7-18 容积调速系统原理简图

(a)、(e) 一变量泵一定量马达调速系统；(b)、(f) 一定量泵一变量马达调速系统；  
(c)、(g) 一变量泵一变量马达调速系统；(a)、(b)、(c) 一开式容积调速系统简图；  
(e)、(f)、(g) 一闭式容积调速系统简图。

容积调速系统的主要目的是调节液压马达的转速。本节讨论它的工作原理和静态特性。静态特性是指液压马达在稳态时的输出转速、输出转矩和输出功率。由于功率可表示为转速（角速度）与转矩之积，故输出功率不是独立的。

### 7.3.2 静态特性分析

#### 1. 调节参数 $x_B$ 和 $x_M$

为研究方便，引入调节参数的概念。调节参数的含义是变量泵或变量马达的最大几何排量的利用率。液压泵调节参数  $x_B$  定义为实际使用排量  $q_B$  与最大几何排量  $q_{Bmax}$  的比值，即

$$x_B = q_B / q_{Bmax} \tag{7.3.1}$$

式中  $q_B$  ——变量泵当前使用的几何排量；

$q_{Bmax}$  ——变量泵最大几何排量， $q_{Bmax} = \text{const}$ ；

$x_B$  ——液压泵调节参数，对于单向定量泵， $x_B = 1$ ；对于双向定量泵， $x_B = \pm 1$ ；对于单向变量泵， $x_B = 0 \sim 1$ ；对于双向变量泵， $x_B = -1 \sim 1$ 。

液压马达调节参数  $x_M$  可类似定义为

$$x_M = q_M / q_{Mmax} \tag{7.3.2}$$

其中  $q_M$ 、 $q_{Mmax}$ 、 $x_M$  与  $q_B$ 、 $q_{Bmax}$ 、 $x_B$  有相似或相同含义。

#### 2. 变量泵一定量马达调速回路分析

变量泵一定量马达调速系统是应用比较多的容积调速系统，比较常见的系统原理图如图 7-19 所示。

在图 7-19 中，当负载稳定（上下管路压力差  $\Delta p$  或泵工作压力差  $\Delta p_B$  为常量）时，逐步增大液压泵几何排量  $q_B = 0 \sim q_{Bmax}$ （ $x_B = 0 \sim 1$ ），则液压马达转速  $n_M$  不断增大，直至最大值  $n_{Mmax}$ ；反之，当液压泵排量从最大值  $q_{Bmax}$  不断变小时，则液压马达转速  $n_M$  不断降低，直至为零。应当强调，液压马达转速只有超过某一临界值（最低稳定转速  $n_{Mmin}$ ）时才能正常工作，否则将产生时动时停的爬行现象，这时系统是不能正常工作的。

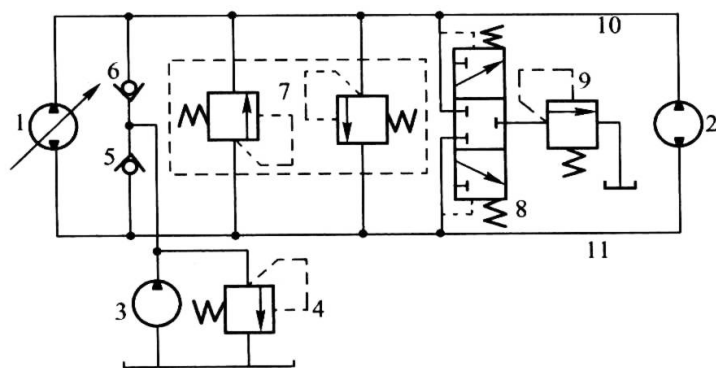


图 7-19 变量泵—定量马达调速系统

1—变量泵；2—定量马达；3—辅助（补油）泵；4—低压溢流阀；5、6—单向阀；  
7—高压安全阀；8—热交换（三位三通液控）阀；9—背压阀；10、11—上下管路。

### 1) 转速特性

在一定负载下，液压泵的输出流量  $Q_B$  只有在满足自身泄漏和液压马达泄漏条件下，才能推动液压马达转动。参看图 7-19，假定管路 10 为高压管路，管路 11 为低压管路，不计管路中的压力损失，则变量泵—定量马达高压腔流量连续方程为

$$Q_{Bt} - \lambda_B \Delta p_B - \lambda_M \Delta p_M = n_M q_M \quad (\Delta p_M = \Delta p_B = \Delta p) \quad (7.3.3)$$

式中  $Q_{Bt}$  ——泵理论流量， $Q_{Bt} = x_B q_B = n_B q_{Bmax} x_B$ ， $n_B$  为液压泵转速， $n_B = \text{const}$ ， $q_B$  为变量泵使用排量， $q_B = q_{Bmax} x_B$ ； $q_{Bmax}$  为变量泵最大几何排量， $q_{Bmax} = \text{const}$ ， $x_B$  为调节参数， $x_B = q_B / q_{Bmax}$ ；

$\lambda_B$  ——液压泵泄漏系数；

$\lambda_M$  ——马达泄漏系数；

$\Delta p_B, \Delta p_M$  ——泵和液压马达高低压口压力差， $\Delta p_B = \Delta p_M = \Delta p = \text{const}$ （负载稳态条件）。

由式 (7.3.3) 可求

$$n_M = \frac{Q_{Bt} - \lambda \Delta p}{q_M} = \frac{n_B q_{Bmax} x_B - \lambda \Delta p}{q_M} = K_{nM} x_B - K_{n\lambda} \Delta p \quad (7.3.4)$$

式中  $\lambda$  ——总泄漏系数； $\lambda = \lambda_B + \lambda_M$ ；

$K_{nM}$  ——常数， $K_{nM} = n_B q_{Bmax} / q_M$ ；

$K_{n\lambda}$  ——常数， $K_{n\lambda} = \lambda / q_M$ 。

由式 (7.3.4) 作出的转速特性曲线如图 7-20 所示，其中曲线 1 为过原点的直线，曲线 2 为过死区边界点而平行于曲线 1 的直线；曲线 1、2 分别为理想和实际转速曲线。

### 2) 转矩特性

定量马达的输出转矩  $T_M$  可表示为

$$T_M = \frac{q_M \Delta p_M}{2\pi} \eta_{Mm} = D_M \Delta p \eta_{Mm} = \text{const} \quad (7.3.5)$$

式中  $D_M$  ——液压马达排量梯度（每弧度排量）；

$\eta_{Mm}$  ——液压马达机械效率， $\Delta p = \text{const}$ ， $\eta_{Mm} = \text{const}$ 。

由式 (7.3.5) 作出的转矩特性如图 7-20 中曲线 3、4 所示。

### 3) 功率特性

液压马达的输出功率为  $P_M = T_M \omega_M$ ， $\omega_M = 2\pi n_M$ ；由式 (7.3.4) 和式 (7.3.5) 不难得出

$P_M$  为

$$P_M = q_M \Delta p (K_{nM} x_B - K_{nl} \Delta p) \Delta p$$

(7.3.6)

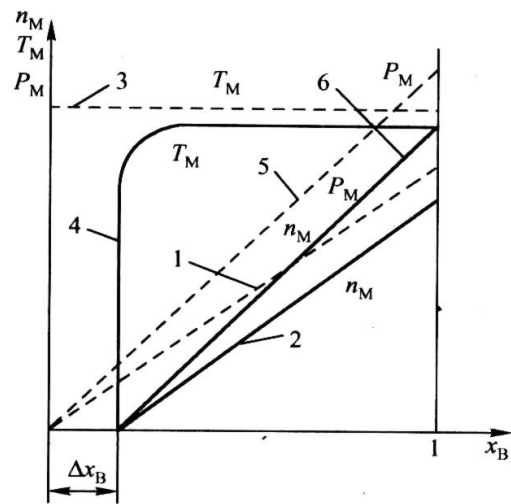


图 7-20 转速、转矩和功率特性曲线

1、2—理想和实际转速曲线；3、4—理论和实际转矩曲线；5、6—理想和实际功率曲线。

由式 (7.3.6) 作出的功率特性曲线如图 7-20 中曲线 5、6 所示。由于在变量泵—定量马达调速系统中，输出转矩  $T_M = \text{const}$ ，故又称恒转矩调速系统。

4) 变量泵—定量马达恒功率系统

在另一类变量泵—定量马达系统中，并不是以速度控制为目标的，而是以功率控制即充分发挥设备的功率效益为目标的，使输出功率为常量，称为恒功率变量泵—定量马达系统。在该系统中，液压泵为特定的恒功率变量泵，其输出流量随系统的负载大小而自动调节，但变量泵输出功率  $P_B = p_B Q_B = \text{const}$ 。这样，液压马达的输出功率  $P_M = T_M \omega_M$  如图 7-21 所示。由前面分析可知，定量马达的转速总是与变量泵的调节参数成比例，其功率和转矩特性曲线如图 7-22 所示。在恒功率变量泵—定量马达系统中，定量马达输出转矩  $T_M \neq \text{const}$  的原因在于系统的负载压力  $p$  或  $\Delta p$  是变化的。

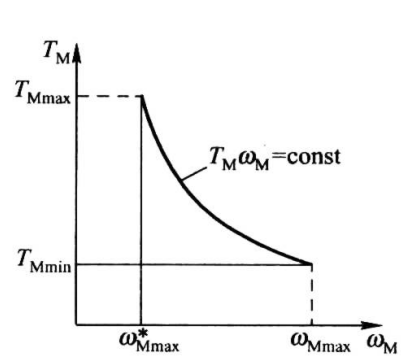


图 7-21 恒功率变量泵—定量马达系统的  
转速和转矩曲线

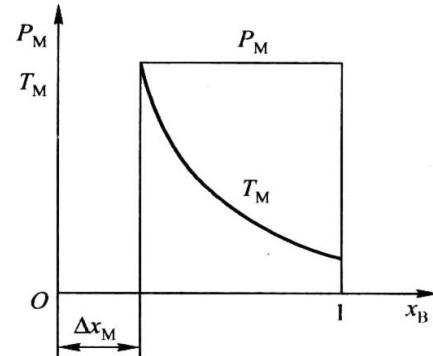


图 7-22 恒功率变量泵—定量马达系  
统的功率和转矩特性曲线

3. 定量泵—变量马达调速回路分析

定量泵—变量马达调速系统如图 7-23 所示，当逐渐减小液压马达几何排量时，它不断增速，反之不断减速。

定量泵—变量马达调速系统静态特性的分析方法与前面相同。液压马达的转速为

$$n_M = \frac{Q_{Mi}}{q_M} \eta_{Mv} = \frac{Q_B}{q_M} \eta_{Mv} = \frac{n_B q_B \eta_{Bv}}{q_{Mmax} x_M} \eta_{Mv} = \frac{K_1}{x_M} \tag{7.3.7}$$

式中  $K_1$ ——常数， $K_1 = n_B q_B \eta_{Bv} \eta_{Mv} / q_{Mmax}$ ；  
 $Q_{Mi}$ ——液压马达入口流量， $Q_{Mi} = Q_B = n_B q_B \eta_{Bv}$ 。  
 液压马达输出转矩为

$$T_M = \frac{q_M \Delta p_M}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{q_{Mmax} \Delta p_M x_M}{2\pi} \eta_{Mm} = K_2 x_M \tag{7.3.8}$$

式中  $K_2$ ——常数， $K_2 = q_{Mmax} \Delta p_M \eta_{Mm} / 2\pi$ 。  
 液压马达输出功率为

$$P_M = T_M \omega_M = \frac{K_1}{x_M} \times 2\pi K_2 x_M = K_3 \tag{7.3.9}$$

由式（7.3.7）~式（7.3.9）作出的 $n_M$ 、 $T_M$ 和 $P_M$ 特性曲线如图 7-24 所示。由图 7-24 可知，该系统的输出功率为常量，又称恒功率调速系统，但这种恒功率调速系统是与前述的恒功率变量泵—定量马达系统不同的。前者是在负载为常量条件下得出的，而后者是在负载为变量条件下由泵的恒功率变量机构控制的。

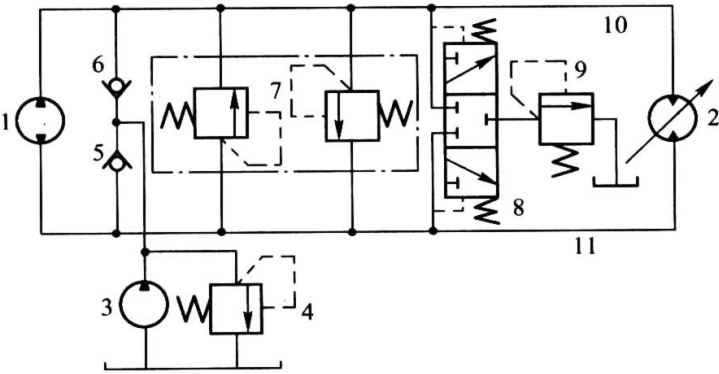


图 7-23 定量泵—变量马达调速系统

1—定量泵；2—变量马达；3—补油泵；4、9—溢流阀；  
 5、6—单向阀；7—溢流阀组；8—换向阀；10、11—管路。

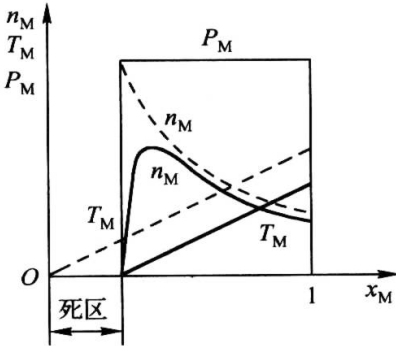


图 7-24 定量泵—变量马达调速系统的特性曲线

在定量泵—变量马达调速系统中，为保证系统工作压力基本稳定，液压马达通常采用恒压自动变量形式，其最高转速 $n_{max}$ 受液压泵输出流量限制，其最低稳定转速 $n_{min}$ 受到使用条件限制，故其调速范围有限，一般为 $\varphi_n = 3 \sim 4$ ，故该种回路很少单独使用，通常用于车辆、起重机等液压系统中。

#### 4. 变量泵—变量马达调速系回路

在负载和转速变化较大的场合，通常使用如图 7-25 所示的变量泵—变量马达调速系统。该系统的工作情况通常是：在低速重载条件下，将变量马达的几何排量固定到最大值上（ $q_M = q_{Mmax}$ ， $x_M = 1$ ），逐步增大液压泵几何排量 $q_B = q_{Bmin} \rightarrow q_{Bmax}$ ，使液压马达不断增速。由于在这一过程中，变量马达的几何排量保持不变（ $q_M = q_{Mmax}$ ），故呈现变量泵—定量马达调速系统的特性。当液压泵几何排量达到最大值 $q_{Bmax}$ 时，使它固定不变，逐步减小液压马达几何排量 $q_M = q_{Mmax} \rightarrow q_{Mmin}$ 使液压马达进一步增速。在这一过程中，由于变量泵几何排量不变（ $q_B = q_{Bmax}$ ），故呈现定量泵—变量马达调速系统特性。



在理想情况下，变量泵—变量马达调速系统特性曲线如图 7-26 所示。该系统可获得很大的调速范围， $\phi_n$  可达 100 左右。

除上述常规调速方法外，另一种调速方法是根据输出转矩  $T_M$  与转速  $n_M$  的变化规律  $T_M = f(n_M)$ ，对变量泵和变量马达的几何排量作相关调节，即根据  $T_M = f(n_M)$  要求，确定满足这种要求的  $q_M = \phi(n_M)$  或  $q_M = f(q_B)$  相应变化规律，制定相应的控制策略，满足  $T_M = f(n_M)$  变化规律要求。

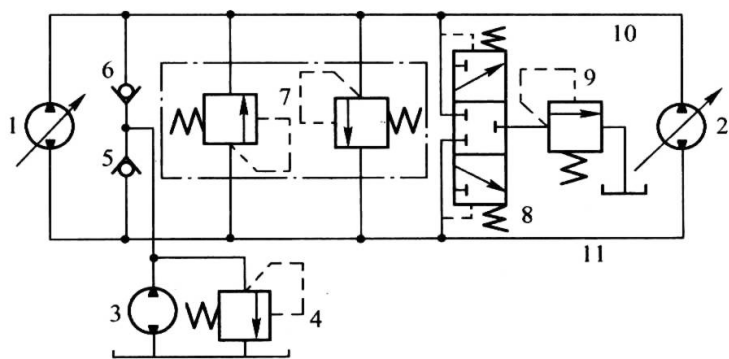


图 7-25 变量泵—变量马达调速系统

1—变量泵；2—变量马达；3—补油泵；4、9—溢流阀；5、6—单向阀；  
7—溢流阀组；8—换向阀；10、11—管路。

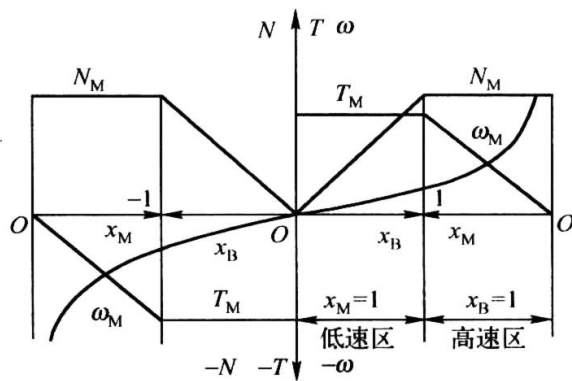


图 7-26 变量泵—变量马达调速系统特性曲线

例 7-7 变量泵—定量马达调速系统如图 7-27 所示。已知变量泵最大输出流量  $Q_{Bmax} = 30\text{L/min}$ ，定量马达排量  $q_M = 25\text{mL/r}$ ，回路最高允许工作压力  $p_{max} = 7\text{MPa}$ 。假定元件和回路无容积损失和摩擦损失，试求：

- (1) 定量马达最大输出功率、最大转矩和最高转速；
- (2) 如果定量马达输出功率  $P_M = 2\text{kW}$  并保持常数，试确定此条件下定量马达的最低转速；
- (3) 如果定量马达输出功率为其最大输出功率的 20%，试确定定量马达输出最大转矩时的转速。

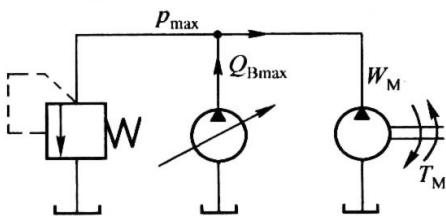


图 7-27 变量泵—定量马达调速系统

解：

- (1) 定量马达的最大输出功率  $P_{Mmax}$ 、最大转矩  $T_{Mmax}$  和最高转速  $n_{Mmax}$

$$P_{Mmax} = \Delta p_{Mmax} Q_{Mmax} = p_{max} Q_{Bmax} = 7 \times 10^6 \times \frac{30 \times 10^{-3}}{60} (\text{W}) = 3.5 (\text{kW}) \quad (1)$$

$$n_{Mmax} = \frac{Q_{Mmax}}{q_M} \eta_{Mv} = \frac{Q_{Bmax}}{q_M} = \frac{30 \times 10^3}{25} = 1200 (\text{r/min}) \quad (2)$$

$$T_{Mmax} = \frac{\Delta p_{Mmax} q_M}{2\pi} \eta_{Mm} = \frac{p_{max} q_M}{2\pi} = \frac{7 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-6}}{2\pi} = 28 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (3)$$

- (2)  $P_M = 2\text{kW}$  时的  $n_{Mmin}$

液压马达输出功率  $P_M = T_M \omega_M = T_{Mmax} \omega_{Mmin} = 2kW$ ，故当  $T_M = T_{Mmax}$  时， $\omega_M = \omega_{Mmin}$ ，即

$$n_{Mmin} = \frac{\omega_{Mmin}}{2\pi} = \frac{P_M}{2\pi T_{Mmax}} = \frac{2 \times 10^3}{2\pi \times 28} (r/s) \approx 685 (r/min) \quad (4)$$

(3)  $T_M = T_{Mmax}$ ， $P_M = 0.2P_{Mmax}$  时定量马达转速

$$n_M = \frac{0.2P_{Mmax}}{2\pi T_{Mmax}} = \frac{0.2 \times 3500}{2\pi \times 28} (r/s) \approx 239 (r/min) \quad (5)$$

## 7.4 容积节流调速回路

节流调速回路功率损失大，效率低，但低速稳定性好；容积调速回路功率损失小，效率高，但低速稳定性差；在兼顾效率和低速稳定的小功率液压系统中，可采用容积节流调速回路，即利用变量泵和节流阀或调速阀协调以控制执行元件速度的回路。该类回路广泛用于机床液压系统中，常见形式如下。

### 7.4.1 限压式变量泵—调速阀调速回路

限压式变量泵（通常为叶片泵或柱塞泵）—调速阀调速回路原理见图 7-28(a)，当二位二通阀 3 处于图示右工位时，限压式变量泵 1 的全部流量经二位二通阀 3 和二位四通阀 5 输入到液压缸 6 大腔，它向右运动，有杆腔的回液经二位四通阀 5 和背压阀(溢流阀)4 回油箱。活塞上力平衡方程为

$$p_1 A_1 = p_2 A_2 + F_L \quad (7.4.1)$$

故液压缸无杆腔压力  $p_1$  为

$$p_1 = \frac{A_1}{A_2} p_2 + \frac{F_L}{A_1} \quad (7.4.2)$$

如果不计二位二通阀 3 的阀口压力损失，限压式变量泵出口压力  $p_B = p_1$ ，当  $p_B = p_1 \leq p_c$  ( $p_c$  为变量泵 1 的控制压力)时，输入到液压缸的流量  $Q_1 = Q_{max}$  (见图 7-28 (b) 中曲线 1 的水平线)。当  $p_c \leq p_B = p_1 \leq p_{max}$ ，变量泵 1 的输出流量  $Q_B = Q_1$  按曲线  $ABCD$  自动调节 (见图 7-28 (b))，曲线 I ( $ABCD$ ) 即为泵的  $Q-p$  特性曲线。

当二位二通阀 3 断开 (处左工位时)，变量泵 1 的输出流量  $Q_B$  经调速阀 2 输入到液压缸 6 的大腔， $Q_B = Q_1 = Q_L$  由调速阀 2 调节，如图 7-28(b) 中曲线 1、2、3 所示。曲线 1、2、3 分别表示液压缸 6 在  $F_L = 0$  (空载) 条件下，调速阀过流面积分别为  $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$  时通过调速阀 2 输入液压缸的流量，其中  $\Delta p$  表示调速阀正常工作时所需的最小压差 (中压调速阀的  $\Delta p \approx 0.5 \text{ MPa}$ ，调节流量不同时， $\Delta p$  有所变化，但变化量很小，可认为  $\Delta p = \text{const}$ )。曲线 1、2、3 为调速阀的  $Q-p$  特性曲线。当液压缸 6 驱动负载  $F_L$  时，曲线 1、2、3 平移量为  $p_1$ ，如曲线 1'、2'、3' 所示。由调速阀工作原理知，当调速阀阀口压力差超过最小压差后，调速阀的流量仅决定于节流阀通流面积  $a(x)$ ，液压缸的负载  $F_L$  发生变化时，液压泵出口 (定差减压入口) 压力发生相应变化，但节流阀口压力差保持稳定，流量保持不变。

如果调速阀的调节流量  $Q_L$  小于变量泵 1 的出口流量  $Q_B$ ，则变量泵 1 工作压力增大， $Q_B$  变小，以使  $Q_B = Q_L$ ，即变量泵 1 的输出流量与调节流量相协调。反之，调速阀的调节流量  $Q_L$  大于变量泵 1 的出口流量  $Q_B$  ( $Q_B \leq Q_{max}$ )，则变量泵 1 的出口压力变小，使变量泵 1 的出口流量变大，以使  $Q_B = Q_L$ 。总之，一旦调速阀过流面积  $a(x)$  调定，变量泵 1 的输出流

量  $Q_B$  总是与调速阀流量  $Q_L$  相协调( $Q_B = Q_L$ )。

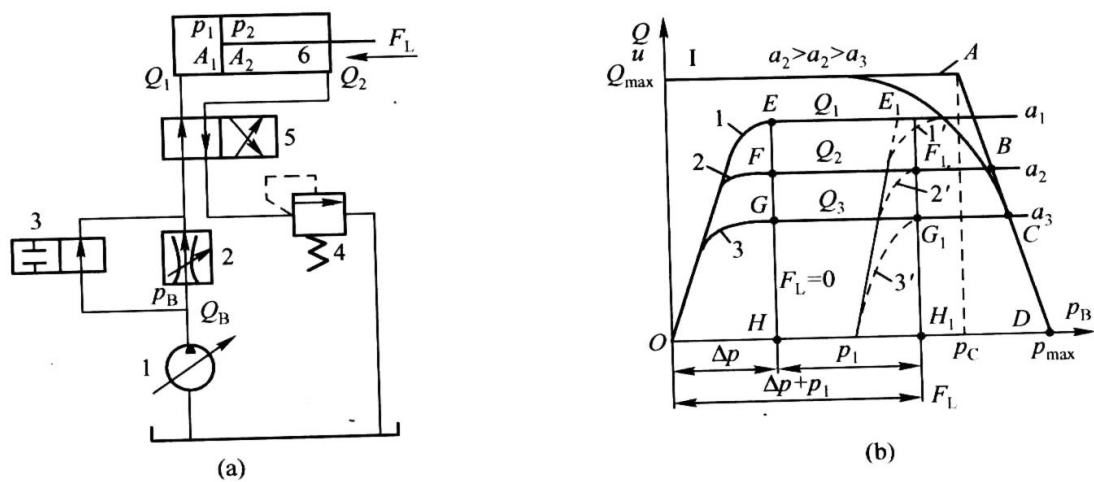


图 7-28 限压式变量泵—调速阀调速回路原理和特性曲线

(a) 限压式变量泵—调速阀调速回路；(b) 特性曲线。

1—限压式变量泵；2—调速阀；3—二位二通阀；4—背压阀；5—换向阀；6—液压缸。

调速阀的流量—压力曲线与限压式变量泵的流量—压力特性的交点是回路的工作点。它应位于调速阀流量—压力曲线的水平段上(调速阀上压差大于最小压差)，回路的工作点应尽量选在泵的流量—压力曲线的临界点附近，即调速阀的过流面积  $a(x)$  不能过小，或回路的工作压力不可过大。

调节限压式变量泵的调节弹簧的预压缩量  $x_0$ ，可调节临界工作点  $p_C$  的大小（图 7-28 (b) 中的  $A$  点向左或向右移动)；改变它的调节弹簧刚度  $k_s$ ，调节最高工作压力  $p_{max}$  的大小（图 7-28 (b) 中的斜线段  $ABCD$  的斜率发生变化）。在上述两种情况下，即使其他条件不变，也会引起回路工作点的变化，但回路工作点选择在临界点  $p_C$  的原则不变，只有这样才能使回路有较高的效率。

在该回路中，调速阀也可安装在执行元件的回油路上。

### 7.4.2 压差式变量泵—节流阀调速回路

差压式变量泵—节流阀调速回路原理如图 7-29(a)所示，变量泵为差压式叶片泵或柱塞泵。节流阀 4 串联在液压缸 6 的进油路上，当二位二通阀 8 处于图示位置左位时，变量泵 1 的全部流量均进入液压缸 6 的无杆腔。由于柱塞控制缸 2 的柱塞面积  $a_1$  等于活塞缸 3 的活塞杆面积  $a_2$ ，并且  $(a_1 + a_2)$  等于活塞缸 3 的无杆腔面积  $A$ ，并且  $(a_1 + a_2)$  侧压力等于  $A$  侧压力（固定节流阀 9 中无油液流动），则变量泵 1 的定子弹簧力  $F_s = k_s x_0$ （ $k_s$  为活塞缸 3 内的弹簧刚度， $x_0$  为预压缩量）作用下处于左端位置上，即定子和转子偏心距  $e = e_{max}$ ，变量泵 1 的输出流量  $Q_B = Q_{Bmax}$ 。液压缸 6 快速右行。

当二位二通阀 8 处左工位时，变量泵 1 的输出流量只能经过节流阀 4 进入液压缸 6 的左腔，右腔回液。由于节流阀 4 上产生压差  $\Delta p$

$$\Delta p = p_B - p_1 = F_s / A \tag{7.4.3}$$

式中  $p_B$ ——液压泵工作压力， $p_B = p_1 + \Delta p$ ；  
 $p_1$ ——液压缸大腔压力， $p_1 = A_2 p_1 / A_1 + F_L / A_1$ ， $p_2$  为回油压力， $A_1$ 、 $A_2$  分别为液压缸大小腔面积， $F_L$  为负载；

$F_s$ ——弹簧力,  $F_s = k_s(x_0 + x)$ ,  $k_s$  为弹簧刚度,  $x_0$  为弹簧预压量,  $x$  为定子位移。

由于活塞缸 3 上的弹簧刚度  $k_s$  很小, 弹簧力  $F_s$  的变化量也很小, 故通过节流阀 4 的流量变化量也很小, 液压缸 6 的运动速度基本稳定, 通过节流阀 4 的流量  $Q_L$  即是变量泵 1 的输出流量  $Q_B$  或进入液压缸 6 的流量  $Q_1$ , 并且有

$$Q_L = Q_B = Q_1 = C_d a(x) \sqrt{2\Delta p / \rho} = K a \sqrt{\Delta p} \tag{7.4.4}$$

这种回路的调速特性曲线如图 7-29 (b) 所示。由变量泵工作原理 (见图 7-29 (a)) 知, 当节流阀前后压差即控制缸上压差  $\Delta p = p_B - p_1 = k_s x_0 / A \leq \Delta p_0$  时,  $Q_B = Q_{\max}$  (见图 7-32(b)中 AB), 当  $\Delta p = p_B - p_1 = k_s x_0 / A > \Delta p_0$  时, 变量泵 1 的输出流量  $Q_B$  随偏心距  $e = e_{\max} - x$  线性变小 (见图 7-29 (b)) 中 BC), 则节流阀的流量特性曲线 (见图 7-29 (b)  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ ) 与泵的流量特性曲线 ABC 的交点即是回路工作点。图 7-29 (b) 中  $l_1$ 、 $l_2$  和  $l_3$  与变量泵 1 流量特性曲线交点的坐标分别为  $(Q_1, \Delta p_1)$ 、 $(Q_2, \Delta p_2)$  和  $(Q_3, \Delta p_3)$ , 相应的变量泵 1 的工作压力分别为  $p_{B1} = p_1 + \Delta p_1$ 、 $p_{B2} = p_1 + \Delta p_2$ 、 $p_{B3} = p_1 + \Delta p_3$ , 其中  $p_1$  液压缸工作腔压力, 回路的工作点由节流阀通流面积  $a(x)$  调整。当  $a(x)$  调定后, 工作点保持稳定, 与回路负载  $F_L$  变化与否无关。调节原理如下: 设  $F_L$  变大, 则  $p_1$  变大, 定子左移, 使偏心距  $e$  变大, 变量泵 1 出口流量  $Q_B$  变大, 则节流阀 4 上压差  $\Delta p$  变大, 变量泵 1 的出口压力  $p_B$  升高, 又使定子反向右移, 输出流量变小, 又回到变量泵 1 调定  $Q_L$  值上, 重新处于平衡状态。

在该回路中, 变量泵 1 的工作压力  $p_B$  随负载  $F_L$  而变化, 但节流阀 4 前后压差  $\Delta p$  可保持稳定, 使执行元件速度稳定。该种回路没有溢流损失, 仅有节流损失, 效率高, 并且具有较好的低速稳定性, 常用于运动速度要求较高的液压系统中。

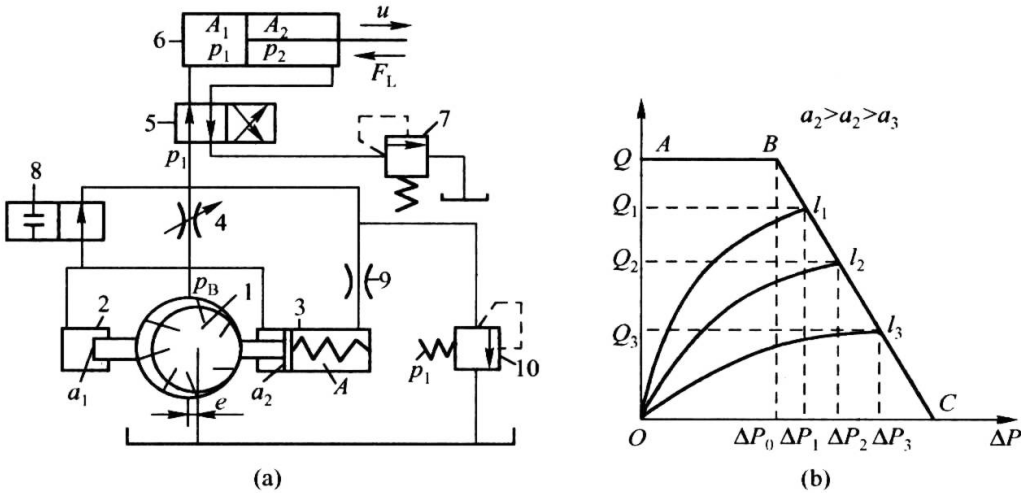


图 7-29 压差式变量泵—节流阀调速回路及特性曲线图

(a) 原理图; (b) 特性曲线。

- 1—变量泵; 2—柱塞控制缸; 3—活塞缸; 4—节流阀; 5—换向阀; 6—液压缸;
- 7—背压阀; 8—二位二通阀; 9—固定节流阀; 10—安全阀。

## 7.5 三种调速回路的比较和应用

### 7.5.1 三种调速回路性能比较

节流调速回路、容积调速回路和容积节流调速回路的特性比较见表 7-2。

表 7-2 三种调速回路特点

调速回路 特点	节流调速回路	容积调速回路	容积节流调速回路
回路形式	进油节流调速、回油节流调速、旁路节流调速	变量泵—定量马达调速，定量泵—变量马达调速，变量泵—变量马达调速	限压式变量泵—调速阀调速；压差式变量泵—节流阀调速
结构特点	开式回路，结构简单	闭式或开式回路，结构复杂	开式回路，结构比较简单
调速范围	调速范围较大，一般达 100 以上	调速范围相对较小，通常达 40~50，最高可达 100	调速范围较大，与节流回路相当
低速稳定性	采用调速阀可获稳定低速运动	获得低速稳定运动较困难	可获得稳定低速运动
效率和功率损失	功率损失大，效率低，旁路调速效率高	效率高，功率损失小	效率高，功率损失小
适用范围	适用小功率，轻载，中低压液压系统	适用于大功率，重载，高速，中高压液压系统	适用小功率，轻载，中压液压系统

7.5.2 调速回路的选择

调速回路的选择主要考虑以下问题：

(1) 调速范围、负载特性和低速稳定性要求。这些因素决定了液压系统的压力、流量和功率。对功率 2kW~3kW 的系统，一般宜采用节流调速；功率 3kW~5kW 时 3 种调速方式均可；功率大于 5kW 时，宜选用容积调速。对于要求调速范围大而低速稳定好的系统，宜采用使用调速阀或溢流节流阀（只能在进油路上）的节流调速回路或容积节流调速回路。对于负载变化大，调速范围较大的大功率液压系统，宜采用恒功率变量泵—定量马达或变量泵—变量马达调速回路。

(2) 工作条件要求。在高温或散热条件较差（如矿井下）的环境中，应选择效率高、发热较小的容积调速或容积节流调速，必要时采取冷却措施。在野外作业环境中如工程机械，为减轻重量，油箱不能做得太大，也宜采用容积调速。

(3) 经济性要求。要考虑系统的造价成本和使用寿命。例如节流调速回路成本较低，但效率低，功率损耗大，有时从系统的元件数量和节省功率的观点看，还不如采用容积调速更经济。

总之，调速回路的选择要根据具体情况综合分析。在机床液压系统中，广泛采用节流容积调速；在大功率液压系统中则采用容积调速，小功率的设备中，节流调速仍广为使用。

本章小结

液压系统的无级调速回路有节流调速、容积调速和容积节流调速 3 种类型。

节流调速有进油路、回油路和旁路节流调速回路。进油和回油调速回路的性能相似，速度—负载特性优于旁路节流调速，但效率较低。在 3 种节流回路中，使用调速阀取代节流阀可获得较好的速度平稳性，溢流节流阀只能使用在进油节流调速回路中。对于 3 种节流调速回路的比较可参看节流阀调速回路章节。特别提醒读者，在进油回油节流调速计算题中，只有在溢流阀处于溢流状态，或者说根据回路参数计算的通过节流阀的流量  $Q_L$  小于定量泵的出口流量  $Q_B$  时 ( $Q_L < Q_B$ ) 回路才处于调速状态。如果计算的  $Q_L > Q_B$ ，说明溢流阀处于非溢流状态。应根据  $Q_L = Q_B$  计算节流阀上压降，进而确定泵的工作压力。



在容积调速回路中，变量泵—定量马达和变量泵—变量马达回路应用较多。定量泵—变量马达回路应用较少。注意恒扭矩和恒功率调速特性的命题条件。要区分开恒功率变量泵—定量马达调速回路中恒功率特性与定量泵—变量马达调速回路中恒功率调速回路中恒功率特性的区别，前者回路中的工作压力为变量，后者回路中的工作压力为常量。在容积调速回路的分析计算中，因回路中无流量损失，液压泵的出口流量即液压马达入口流量。液压泵—液压马达之间的管路，不说明压力损失时，液压泵的出口压力即液压马达的入口压力。对于闭式回路，应注意根据液压泵和液压马达进出口压力差进行各种计算。

容积节流调速回路，应着重掌握变量泵的输出流量与调速阀或节流阀的调节流量自动相适应原理，要注意变量泵的流量—压力特性曲线与阀的流量—压力特性曲线的交点即回路工作点。要注意  $Q-p$  坐标和  $Q-\Delta p$  坐标中特性曲线的差别。在  $Q-\Delta p$  坐标中，回路工作点  $(Q, \Delta p)$  是节流阀或调速阀前后压力差，而变量泵的工作压力为  $p_B = p_1 + \Delta p$ ， $p_1$  是由负载等决定的为液压缸工作压力。

### 思考题

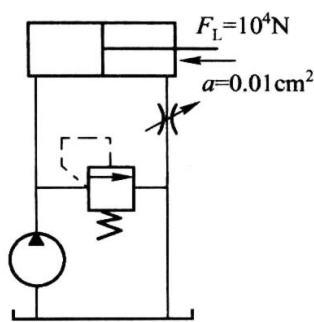
1. 节流调速、容积调速和容积节流调速的概念是什么？
2. 绘出 3 种节流调速和容积调速回路的原理图。
3. 在节流调速回路中，速度特性和速度—负载特性的含义是什么？
4. 分析进油节流调速回路的速度—负载特性。
5. 节流调速回路中速度刚度是如何定义的？它的大小表明了什麼？
6. 分析说明回油路和旁路节流回路中的节流阀更换成溢流节流阀有何效果？更换成调速阀为什么可使执行元件速度稳定？
7. 在进油路和回油路节流调速回路中，如果没有溢流阀，调节节流阀的通流面积，可否改变执行元件的速度？分析说明原因。
8. 在进油路节流调速回路中，如果将溢流阀并联在节流阀或调速阀的节流口下游，可否达到调速目的，为什么？
9. 在变量泵—定量马达容积调速回路中，在系统安全压力范围内，负载压力变大或变小，对系统的性能有何影响？对于定量泵—变量马达回路和变量泵—变量马达回路作出类似的分析。
10. 在变量泵—定量马达回路中，如果欲使变量马达从最低稳定转速调到最大转速，应如何调节？在负载稳定条件下，扭矩和功率如何变化？

### 习 题

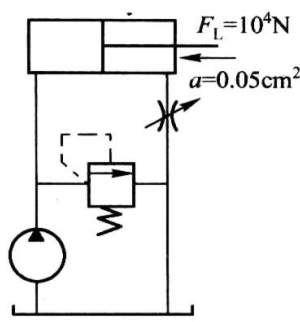
7-1 在如题图 7-1 所示的 6 种节流调速回路中，液压泵输出流量  $Q_B = 10 \text{ L/min}$ ，液压缸无杆腔面积  $A_1 = 50 \text{ cm}^2$ ，有杆腔面积  $A_2 = 25 \text{ cm}^2$ ，溢流阀调定压力  $p_s = 2.4 \text{ MPa}$ ，负载  $F_L$ 、节流阀过流面积  $a$  及回油压力如图示。分别确定液压缸速度和液压泵的工作压

力。节流阀流量  $Q_L = C_d a \sqrt{2\Delta p / \rho}$ ，其中  $C_d = 0.62$ ， $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ 。

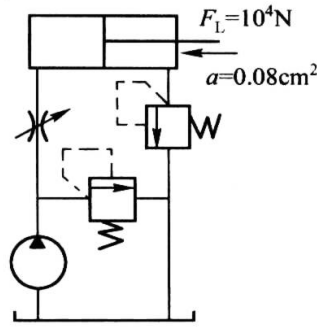
- ((1) 63cm/min, 2.4MPa; (2) 200cm/min, 2.16MPa; (3) 140cm/min, 2.4MPa;  
(4) 200cm/min, 15MPa; (5) 150cm/min, 2MPa; (6) 0cm/min, 1.3MPa)



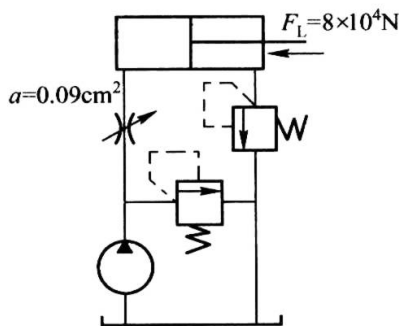
题图 7-1 (1)



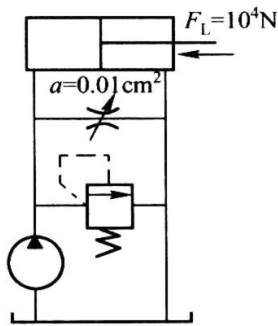
题图 7-1 (2)



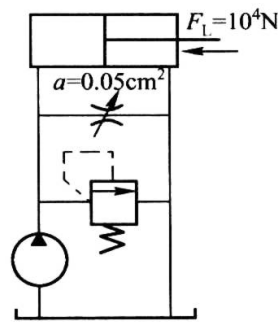
题图 7-1 (3)



题图 7-1 (4)



题图 7-1 (5)



题图 7-1 (6)

**7-2** 进油节流调速回路如题图 7-2 所示，液压缸面积  $A_1 = 2A_2 = 50 \text{ cm}^2$ ，定量泵出口流量  $Q_B = 10 \text{ L/min}$ ，溢流阀调定压力  $p_s = 2.4 \text{ MPa}$ ，节流阀面积  $a = 0.02 \text{ cm}^2$ ，节流阀流量  $Q_L = C_d a \sqrt{2\Delta p / \rho}$ ， $C_d = 0.62$ ， $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ 。当负载  $F_L = 10^4 \text{ N}, 5.5 \times 10^3 \text{ N}$  时，计算液压缸速度和速度刚度。

- ((1) 75cm/s, 5333N·s/cm; (2) 1.35cm/s, 9626N·s/cm)

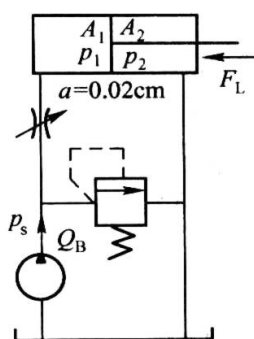
**7-3** 节流调速回路如题图 7-3 所示，液压泵输出流量  $Q_B = 10 \text{ L/min}$ ；溢流阀调定压力  $p_s = 2.4 \text{ MPa}$ ；节流阀 1 和节流阀 2 的过流面积分别为  $a_1 = 0.02 \text{ cm}^2$ ， $a_2 = 0.02 \text{ cm}^2$ ；流量系数  $C_d = 0.62$ ，油液密度  $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ 。当液压缸克服阻力运动时，不计溢流阀调压偏差，试确定：

- (1) 液压缸大腔最大工作压力可否达到 2MPa;  
(2) 溢流阀最大溢流量。

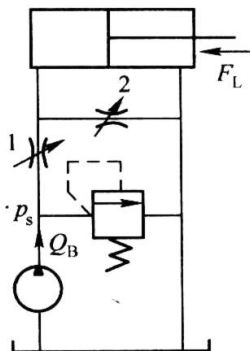
- ((1) 1.6MPa, (2) 7.74L/min)

**7-4** 复合调速回路如题图 7-4 所示，液压缸面积  $A_1 = 2A_2 = 100 \text{ cm}^2$ ，液压泵输出流量  $Q_B = 25 \text{ L/min}$ ，溢流阀调定压力  $p_s = 2 \text{ MPa}$ 。节流阀流量系数  $C_d = 0.67$ ，过流面积  $a_1 = a_2 = a = 0.1 \text{ cm}^2$ 。液压缸负载  $F_L = 5 \times 10^3 \text{ N}$ ，方向始终向左。试确定活塞往返运动速度  $u_1$  和  $u_2$ ，两者有可能相等吗？

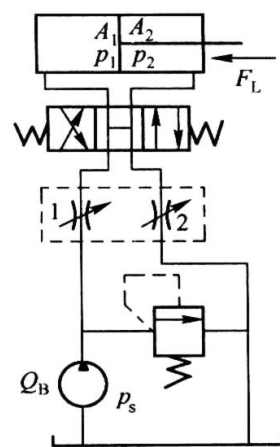
(提示：分别列出节流阀 1、2 流量方程  $Q_1$  和  $Q_2$ ；活塞力平衡方程。求出  $p_1$  和  $p_2$ 。结论  $u_1 = u_2 = 3.6 \text{ cm/s}$ )



题图 7-2



题图 7-3



题图 7-4

7-5 某专用机床液压系统如题图 7-5 所示，数据如下：液压泵输出流量  $Q_B = 30 \text{ L/min}$ ，溢流阀调节压力  $p_s = 2.4 \text{ MPa}$ ；液压缸面积  $A_1 = 2A_2 = 50 \text{ cm}^2$ ，切削负载  $F_L = 9 \times 10^3 \text{ N}$ ，摩擦力  $F_f = 10^3 \text{ N}$ ；切削时通过调速阀的流量  $Q_L = 1.2 \text{ L/min}$ 。试确定：

(1) 液压缸快速接近工件（空载）时的速度和回路效率；

(2) 工进二位换向阀断开位时，重新考虑第一问。

((1)  $p_B = 2 \text{ MPa} < p_s = 2.4 \text{ MPa}$ ， $u = 10 \text{ cm/s}$ ,  $\eta = 1$ ;

(2)  $p_B = p_1 = 2.4 \text{ MPa}$ ， $p_s = 0.8 \text{ MPa}$ ， $u = 0.8 \text{ cm/s}$ ,  $\eta = 6.7\%$ )

7-6 串联系流调速回路如题图 7-6 所示，数据如下：

a. 活塞直径  $D = 60 \text{ mm}$ ，活塞杆直径  $d = 25 \text{ mm}$ ，工作负载  $F_L = 6000 \text{ N}$ ，摩擦阻力  $F_f = 1000 \text{ N}$ ，活塞速度  $u = 60 \text{ cm/s}$ ；

b. 控制阀的流量公式，对于阀 A:  $Q = 158\sqrt{\Delta p}$ ，对于阀 B:  $Q = 126\sqrt{\Delta p}$ ，对于阀 C:  $Q = 135\sqrt{\Delta p}$ ，其中  $Q$  的单位为  $\text{L/min}$ ， $\Delta p$  的单位为  $\text{Pa}$ ；

c. 对于节流阀  $Q = Ka\sqrt{\Delta p}$ ，压力降  $\Delta p = 0.4 \text{ MPa}$  为常数，当  $Ka\sqrt{\Delta p} = 80 \text{ cm/s}$  时， $Q = 2.5 \text{ L/s}$ ；

d. 液压泵排量  $q_B = 20 \text{ mL/r}$ ，转速  $n_B = 1000 \text{ r/m}$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.92$ ，机械效率  $\eta_{Bm} = 0.80$ ；

e. 溢流阀调整压力  $p_y = 15 \text{ MPa}$ 。试确定：

(1) 稳态工况下液压泵的输入功率和系统效率；

(2) 若用溢流节流阀替代本题中节流阀（阀口损失不变），求液压泵的输入功率和系统效率。

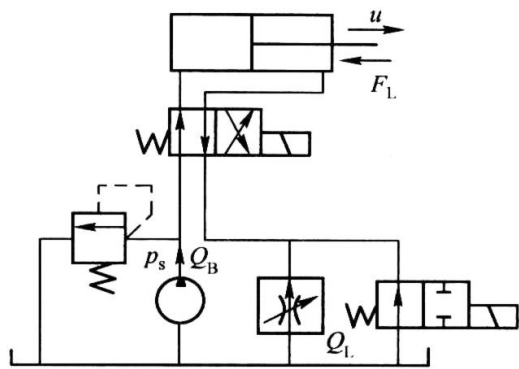
(提示：通过节流阀的流量  $Q_L$  决定液压缸速度，而不是理论过流能力  $Q_L = 2.5 \text{ L/s}$ 。)

((1)  $1.93 \text{ L/s}$ ， $p_B = p_y = 15 \text{ MPa}$ ， $39.4 \text{ kW}$ ， $9.14\%$ ；(2)  $p_B = 6.532 \text{ MPa}$ ， $17.13 \text{ kW}$ ， $21\%$ ))

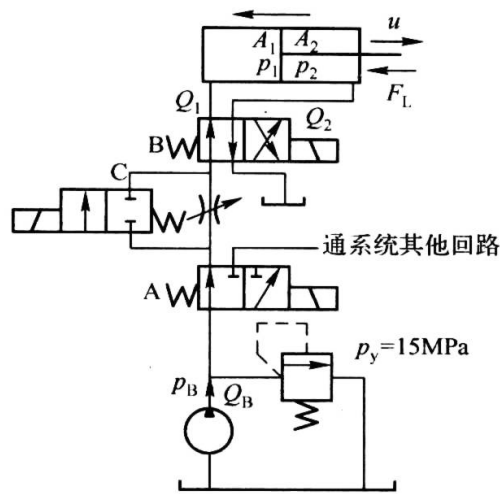
7-7 进油和回油混合调速回路如题图 7-7 所示，假定液压泵的全部输出流量  $Q_s$  均供入液压缸，从理论上讨论液压缸最大输出功率  $P_{\max}$ 、负载  $F_L$  和活塞速度  $u$  的大小。

7-8 定量泵—定量马达旁路节流调速回路如题图 7-8 所示，液压泵几何排量为  $q_B$ ，转速为  $n_B$ ，容积效率为  $\eta_{Bv}$ ，工作压力  $p_B$  小于溢流阀调整压力  $p_y$ ；马达输入流量为  $Q_M$ ，几何排量为  $q_M$ ，容积效率为  $\eta_{Mv}$ ，机械效率为  $\eta_{Mm}$ ，负载扭矩为  $T_L$ ；节流阀流量

$Q_L = k\sqrt{p_B}$  ( $k = \text{const}$ )。不计其他损失。试证液压马达转速  $n_M$  可表示为  $n_M = C_1 q_B - C_2 \sqrt{T_L}$ ，其中  $C_1, C_2$  为常数。



题图 7-5



题图 7-6

- 7-9 变量泵—定量马达调速系统如题图 7-9 所示，泵的最大流量  $Q_{B\max} = 30 \text{ L/min}$ ，马达排量  $q_M = 25 \text{ mL/r}$ 。回路最大允许工作压力  $p_{\max} = 8 \text{ MPa}$ ，辅助泵溢流阀压力  $p_y = 1 \text{ MPa}$ 。不计元件管路的机械和容积损失，试求：
- （1）液压马达的最大输出功率、转速和扭矩；
  - （2）当液压马达输出功率  $P_m = 2 \text{ kW}$  并保持稳定时，求液压马达的最低转速；
  - （3）若液压马达输出功率为最大输出功率的 20%，求液压马达最大扭矩时的转速；
- ((1) 3.4kW, 1200r/min, 27.85N·m; (2)  $n_{M\max} \approx 700 \text{ r/min}$ ; (3)  $n_M \approx 231 \text{ r/min}$ )

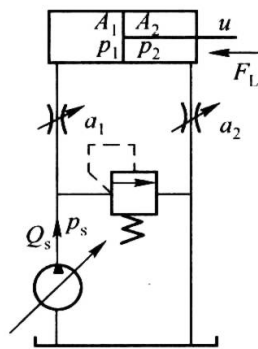


图 7-7

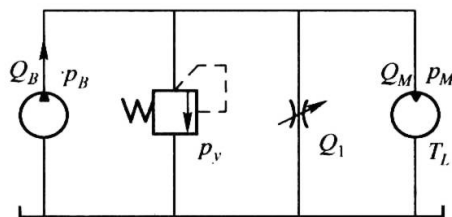
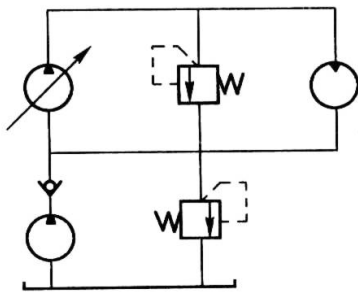


图 7-8

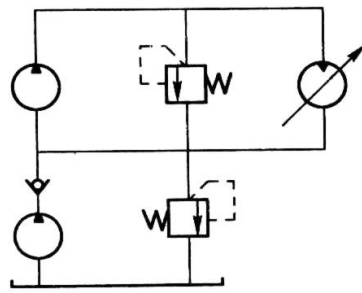
- 7-10 定量泵—变量马达回路如题图 7-10 所示，有关数据如下：
- 泵排量  $q_B = 82 \text{ mL/r}$ ，转速  $n_B = 1500 \text{ r/min}$ ，机械效率  $\eta_{Bm} = 0.84$ ，容积效率  $\eta_{Bv} = 0.90$ ，吸入压力为补油压力；
  - 变量马达最大排量  $q_{M\max} = 66 \text{ mL/r}$ ，容积和机械效率与泵相同；
  - 泵—马达间管路压力损失  $\Delta p = 1.3 \text{ MPa} = \text{const}$ ，回路最大工作压力  $p_{\max} = 13.5 \text{ MPa}$ ，补油压力  $p_r = 0.5 \text{ MPa}$ ，若液压马达驱动的扭矩  $T_L = 34 \text{ N·m}$ ，试求：
- （1）变量马达的最低转速及该条件下的马达上的压力降；
  - （2）变量马达的最高转速及该条件下的马达的调节参数。

(3) 回路最大输出功率及调速范围。

((1) 1510r/min, 3.9MPa; (2) 4530r/min, 1/3; (3) 16.1kW, 3)



题图 7-9



题图 7-10

**7-11** 变量泵—定量马达进油节流调速回路如图 7-11 所示, 液压泵转速  $n_B = 1000\text{r/min}$ , 容积效率为 0.95, 几何排量  $q_B = 120\text{mL/r}$ ; 溢流阀调定压力  $p_s = 7\text{ MPa}$ ; 液压马达排量  $q_M = 160\text{mL/r}$ , 容积效率与泵同, 机械效率为 0.80, 负载扭矩  $T_L = 60\text{N}\cdot\text{m}$ ; 节流阀流量方程  $Q_L = 80a\sqrt{\Delta p}\text{L/min}$ , 其中  $a$  为过流面积, 单位为  $\text{cm}^2$ ,  $a_{\max} = 0.2\text{cm}^2$ ,  $\Delta p$  为压力降, 单位为  $10^5\text{ Pa}$ , 不计管路损失, 试求:

(1) 节流阀的流量和液压马达最大转速;

(2) 将溢流阀调到  $p_s = 8.5\text{ MPa}$ , 其他条件不变, 这时液压马达最大转速为多少?

((1) 101.9 L/min, 605r/min; (2) 119.25 L/min, 6675r/min)

**7-12** 参看题图 7-11, 数据如下: 泵转速  $n_B = 1000\text{r/min}$ , 容积效率  $\eta_{Bv} = 0.95$ ; 节流阀方程  $Q_L = 0.316a\sqrt{\Delta p}(\text{mL/min})$ , 其中  $a$  为节流阀过流面积, 单位为  $\text{mm}^2$ ,  $\Delta p$  为压力降; 当  $a = 300\text{mm}^2$  时, 液压马达流量的  $Q_M = 0.72Q_B$ ,  $Q_B$  为液压泵输出流量; 液压马达几何排量  $q_M = 80\text{mL/r}$ , 负载功率  $N_L = 25\text{ kW}$ , 转速  $n_M = 860\text{r/min}$ , 容积效率  $\eta_{Mv} = 0.93$ , 总效率  $\eta_M = 0.68$ ; 溢流阀流量  $Q_y = K\Delta\sqrt{p_B}$ , 其中  $p_B$  为系统工作压力,  $\Delta p$  为压力变量,  $\Delta p = p_B - p_s$ ,  $p_s$  为溢流阀临界开启压力。试确定:

(1) 液压泵几何排量;

(2) 溢流阀处的系统压力  $p_B$ ;

(3) 溢流阀的  $K$  值。

((1) 108.5 mL/min; (2) 30.6MPa; (3)  $21 \times 10^{6.75}\text{ mL/min}$ )

**7-13** 变量泵—变量马达调速回路如题图 7-13 所示, 数据如下:

(1) 变量泵最大排量  $q_{M\max} = 80\text{mL/r}$ , 容积效率  $\eta_{Bv} = 0.90$ ;

(2) 直接驱动变量泵的电机转速  $n_B = 1000\text{r/min}$ , 电机总效率  $\eta_e = 0.89$ ;

(3) 变量马达容积效率  $\eta_{Mv} = 0.93$ , 机械效率  $\eta_{Mm} = 0.9$ ;

(4) 泵—马达之间高压管路压力损失  $\Delta p = 0.5\text{ MPa}$  恒定不变, 回路总效率  $\eta = 0.60$  (液压马达输出功率/液压泵输入功率), 系统最高允许工作压力  $p_{\max} = 27\text{ MPa}$ , 辅助泵补油压力  $p_r = 0.5\text{ MPa}$ ;

假定系统的工作条件如下:

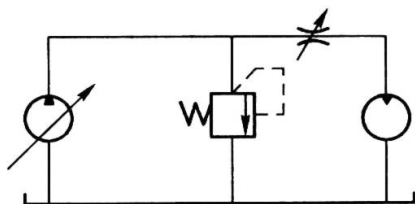
(a) 变量泵调节参数  $\varepsilon_B = 0.5$ ;

(b) 变量马达驱动恒功率负载  $N_L = 12\text{ kW}$ ;

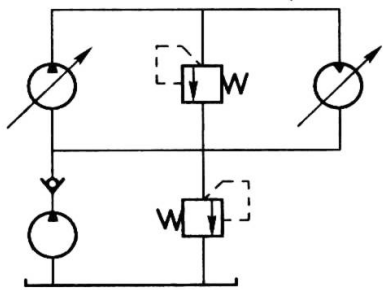


试确定：

- (1) 变量泵输出流量和工作压力；
  - (2) 补油泵应向回路补充的流量；
  - (3) 高压安全阀开启时，回路的超载能力；
  - (4) 在上述给定条件下，马达最低转速  $n_{Mmin} = 200\text{r/min}$ ，试确定液压马达的最大排量；
  - (5) 电机输入功率；
  - (6) 在上述条件下的变量泵的机械效率。
- ((1) 3.6 L/min，25.5MPa；(2) 6.52 L/min；(3) 6.07%；(4) 169.4 mL/min  
(5) 22.47kW；(6) 0.833)



题图 7-11



题图 7-13

## 第 8 章 基本液压回路

作为液压基本回路的无级调速回路（包括节流、容积和容积节流调速回路三种）在第 7 章中已作介绍。本章介绍的基本液压回路有：快速和速度转换回路，方向控制回路，压力控制回路和多缸回路等。

### 8.1 快速和速度转换回路

#### 8.1.1 使用液压泵的有级调速回路

##### 1. 双泵双速回路

双泵双速回路亦称双泵快速回路，如图 8-1 所示。泵 1 为低压大流量泵，输出流量为  $Q_1$ ；泵 2 为高压小流量泵，输出流量为  $Q_2$ 。空载或小负载时，双泵供液， $Q = Q_1 + Q_2$ ，液压缸速度较高；重载（工进）时，大泵卸载，仅小泵供液， $Q = Q_2$ ，液压缸速度较低。本图中的大泵是使用卸载阀卸载的。

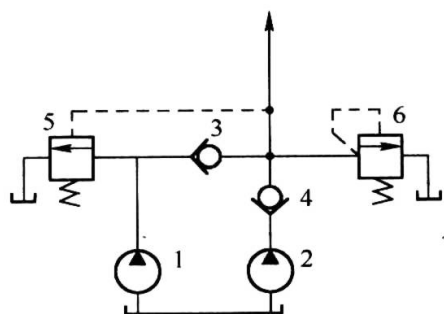


图 8-1 双泵双速回路

1—低压大流量泵；2—高压小流量泵；  
3、4—单向阀；5—卸载阀；6—溢流阀。

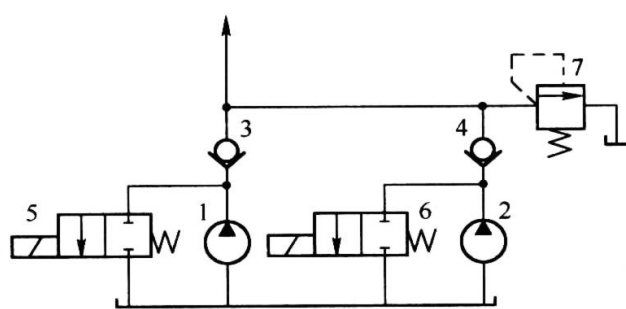


图 8-2 双泵三速回路

1、2—液压泵；3、4—单向阀；  
5、6—二位二通阀；7—溢流阀。

##### 2. 双泵三速回路

双泵三速回路原理图见图 8-2。在图示状态，双泵均向系统供液，流量  $Q = Q_1 + Q_2$ ；若二位二通阀 6 处左工位，仅泵 1 供液， $Q = Q_1$ ；同样阀二位二通阀 5 处左工位，仅泵 2 供液， $Q = Q_2$ 。若泵 1、泵 2 流量比为 1:2，则供液流量  $Q = Q_1, 2Q_1, 3Q_1$ 。若是 3 泵并联，流量比为 1:2:4，则有  $Q = Q_1, 2Q_1, 3Q_1, 4Q_1, 5Q_1, 6Q_1, 7Q_1$ ，可得 7 种流量，使执行元件有 7 种速度。本回路原理适用于多泵，供液流量级数为  $(n^2 - 1)$ ，其中  $n$  为泵的数量。

#### 8.1.2 差动快速回路

在组合机床等液压系统中，为提高工作效率，通常要求液压缸轻（或空载）载时快

进速度  $u_1$  与快速退回速度  $u_2$  相等，通常使用差动液压缸（无杆腔面积  $A_1$  为有杆腔面积  $A_2$  的 2 倍）构成差动回路（单活塞杆液压缸也可构成差动连接的回路，由于一般单活塞杆液压缸不满足  $A_1 = 2A_2$  条件，故快进速度  $u_1$  与快退速度  $u_2$  不相等），如图 8-3 和图 8-4 所示。

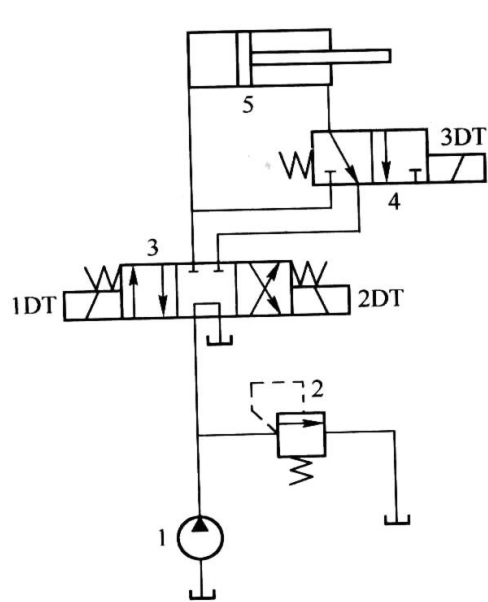


图 8-3 差动快速回路(一)

1—液压泵；2—溢流阀；3—三位四通电磁换向阀；  
4—二位三通电磁换向阀；5—差动液压缸。

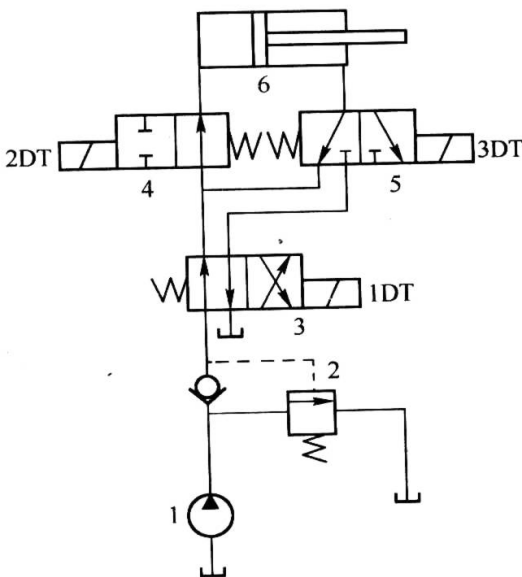


图 8-4 差动快速回路(二)

1—液压泵；2—卸载阀；3—二位四通电磁换向阀；  
4—二位二通电磁换向阀；5—二位三通电磁换向阀；6—差动液压缸。

在图 8-3 中，当三位四通电磁换向阀 3 处于左位（1DT 通电，2DT 断电）和二位三通电磁换向阀 4 处于右位（3DT 通电）时，差动液压缸 5 向右快进（差动状态）；当三位四通电磁换向阀 3 处于左位、二位三通电磁换向阀 4 处于图示位置（3DT 断电）时，差动液压缸 5 处于工进状态；当三位四通电磁换向阀 3 处于右位（1DT 断电，2DT 通电）和二位三通电磁换向阀 4 处于图示位置时，差动液压缸 5 快速退回。

在图 8-4 中的图示状态，液压缸 6 差动快进，当二位二通电磁换向阀 4 处于左（断）位时（2DT 通电），液压缸 6 停止，液压泵 1 卸载（卸载阀 2 控制）；当二位三通电磁换向阀 5 处于右位（3DT 通电），液压缸 6 转为工进（二位二通电磁换向阀 4 可使工进停止）；当二位四通电磁换向阀 3 和二位三通电磁换向阀 5 均处于右位时（1DT 通电，3DT 通电），液压缸 6 快速退回，二位二通电磁换向阀 4 处于左位（2DT 通电）可使快退停止。

另外，在图 8-3 中，去掉二位三通电磁换向阀 4 并将三位四通换向阀 3 改成 OP 型三位四通换向阀，也可使液压缸构成差动快速回路。

### 8.1.3 使用增速缸的快速回路

图 8-5 为使用增速缸的快速回路，图 8-5（a）中使用顺序阀，图 8-5（b）中使用电磁换向阀。当换向阀 1 处于左工位时，液压泵向增速缸 4 的小腔 b 供液，液压缸 4 快速右行，大腔 a 自液控单向阀 2 充液；在图 8-5（a）中，当液压缸 4 接触到工件时，压力升高，顺序阀 3 打开，液控单向阀 2 封死，高压液同时供入液压缸 4 的 a 和 b 腔，转为慢速工进。在图 8-5（b）中是用二位二通电磁换向阀 5 控制工进的，其中电磁阀 5 也可用行程开关控制（图略）。

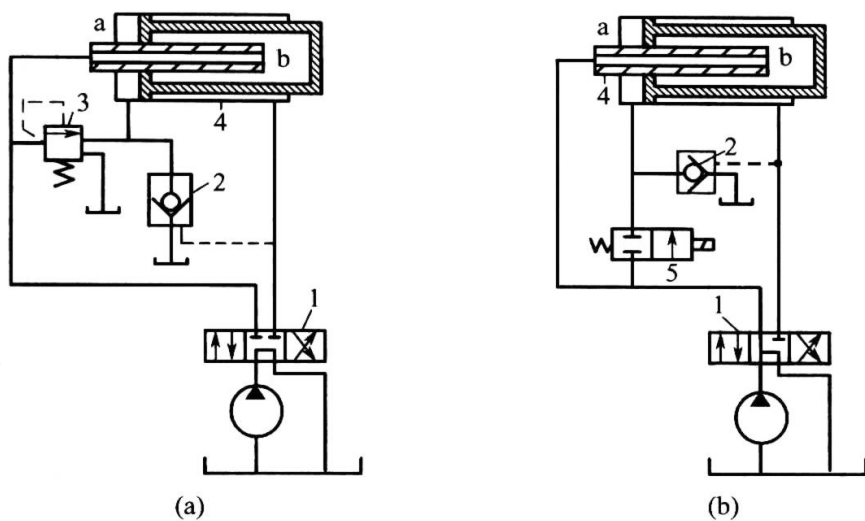


图 8-5 使用增速缸的快速回路

(a) 使用顺序阀；(b) 使用电磁换向阀。

1—三位四通换向阀；2—液控单向阀；3—顺序阀；4—增速缸；5—二位二通电磁换向阀。

### 8.1.4 两种工作速度切换回路

两种工作速度切换回路是执行元件从一种工作速度变换成另一种工作速度的回路。通常使用调速阀或节流阀与换向阀或行程阀的组合以实现两种速度切换。

#### 1. 调速阀并联的两次工进换接回路

调速阀并联速度换接回路见图 8-6，当三位四通换向阀 2 处左工位、二位二通换向阀 5 和二位三通换向阀 6 处图示状态时，液压泵 1 经三位四通换向阀 2 和二位二通换向阀 5 向液压缸 7 大腔供液，液压缸 7 向右快进；使二位二通换向阀 5 断开处右位、二位三通换向阀 6 处图示位置时，液压泵 1 经调速阀 3 向液压缸 7 大腔供液，实现一工进；当二位二通换向阀 5 和二位三通换向阀 6 同时处左位时，液压泵 1 经调速阀 4 向液压缸 7 大腔供液，实现二工进。当三位四通换向阀 2 处右工位时，同样可实现如上三种速度控制。在该种回路中，调速阀 3 和 4 实现工作状态切换时有换接冲击。

#### 2. 调速阀串联的两次工进换接回路

回路原理如图 8-7 所示。当三位四通换向阀 2 处左工位时，液压泵 1 经三位四通换向阀 2 和二位二通阀 6 向液压缸 7 大腔供液，为快进工作行程；当二位二通阀 6 处右工位（断开）时，液压泵 1 经调速阀 3 和二位二通阀 5 向液压缸 7 供液，实现第一工进；当二位二通阀 5 和 6 同时处断开位置时，液压泵 1 经调速阀 3 和 4 向液压缸 7 供液，实现第二工进。但是只有当调速阀 4 的调节流量小于调速阀 3 的调节流量时，才可实现第二工进，反之，调速阀 4 只能造成压力损失而不起调速作用。

#### 3. 行程阀控制的速度换接回路

使用行程阀和节流阀的速度换接回路原理如图 8-8 所示。当三位四通换向阀 2 处左工位时，液压源 1 向液压缸 3 大腔供液，有杆腔回液经行程阀 4 通道排出，液压缸快速右行；当活塞杆下压行程阀 4 时，它处于上工位（断开），回液必经节流阀 5 排出，转换为工进；当换向阀 2 处右工位时，液压源 1 经单向阀 6 向液压缸 3 有杆腔供液，液压缸快速退回。

在该回路中，用行程阀调速阀代替行程阀、节流阀组合也可实现液压缸的速度换接。

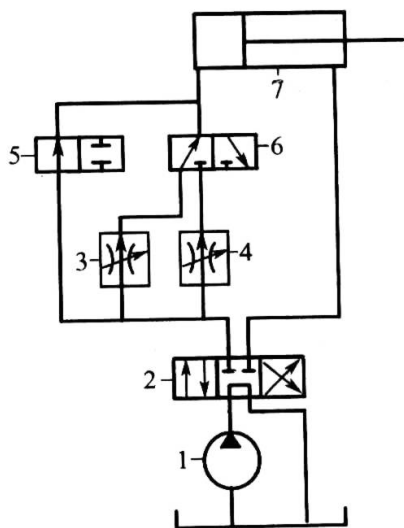


图 8-6 调速阀并联

1—液压泵；2—三位四通换向阀；3、4—调速阀；  
5—二位二通换向阀；6—二位三通换向阀；7—液压缸。

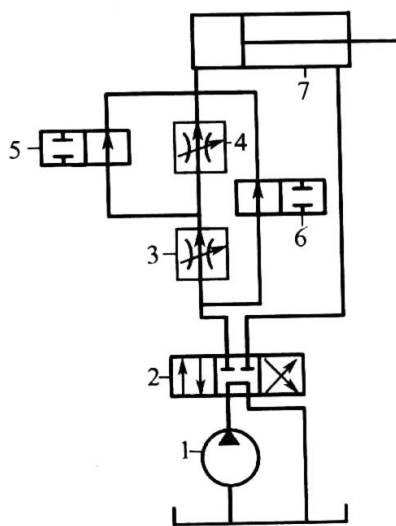


图 8-7 调速阀串联

1—液压泵；2—三位四通换向阀；3、4—调速阀；  
5—二位二通换向阀；6—二位二通换向阀；7—液压缸。

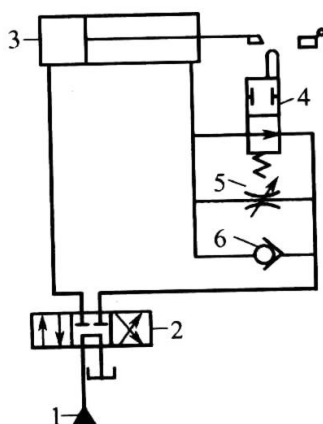


图 8-8 行程阀速度换接回路

1—液压源；2—二位四通换向阀；3—液压缸；4—行程阀；5—节流阀。

## 8.2 方向控制回路

使执行元件启停、改变运动方向或使回路中液流通断或流向恒定的回路称方向控制回路。方向控制回路中最常用的控制元件为换向滑阀，其次为单向阀，另外双向液压泵也可控制执行元件的换向。

### 8.2.1 使用换向阀的换向回路

在第 7 章所介绍的三种节流调速回路和两种容积节流调速回路，都使用了换向阀以控制执行元件的正反方向运动，自然是换向回路（可见回路的功能不是单一的，但回路功能的主体是进行速度控制，故通常归为调速回路），其中换向滑阀可以是二位四通换向阀或三位四通阀，控制方式可以是手动，也可以是电磁控制方式等。这里补充介绍使用其他换向阀的换向控制回路。

图 8-9 为使用二位三通阀的换向回路，图 8-9 (a) 中液压缸 3 为单活塞杆单作用液压



缸，在图示位置，活塞在弹簧力的作用下处静态位置；当使二位三通阀 2 处右位时，液压源 1 经二位三通阀 2 向液压缸 3 大腔（左腔）供液，活塞伸出（工作）。图 8-9（b）也是使用二位三通阀的换向回路，在图示位置，液压缸 3 处差动连接状态，活塞向右运动，因此，它也是差动快速回路（功能不是单一的）；当二位三通阀 2 处右位时，液压源 1 向液压缸 3 有杆腔供液，活塞在液压力和弹簧力作用退回，回液被排回油箱。图 8-9（b）中的液压缸的弹簧也可省去。如果要实现从快进到工进的转换，还要补加其他换向阀，读者不妨考虑一下。

图 8-10 为使用三位四通 O 型电液换向阀的换向回路，其先导阀为三位四通电磁换向阀，主阀为三位四通液动换向阀，采用弹簧对中复位、内部压力控制和外泄方式，并设有手动应急控制方式（从换向原理上看可省去）。在图 8-10 中，1DT 通电、2DT 断电时，三位四通电液换向阀 2 处左位，液压源 1 向双活塞杆双作用液压缸 3 供液，活塞杆向右运动，右腔的排液经三位四通电液换向阀 2 回到油箱。当 1DT 断电、2DT 通电时，液压缸 3 反向运动。当 1DT 和 2DT 均断电时，液压缸处图示静止位置。这里的液压缸也可是单活塞杆双作用液压缸或液压马达，换向阀也可以是其他型式和其他控制方式。

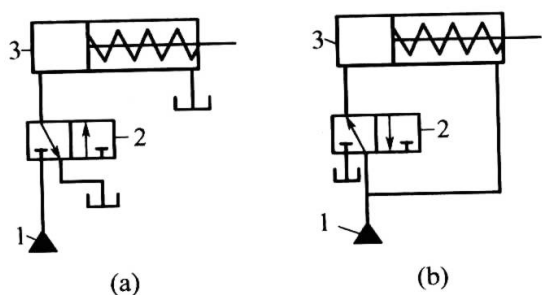


图 8-9 换向回路之一

(a) 液压缸退回；(b) 液压缸伸出。

1—液压源；2—三位三通阀；3—单作用液压缸。

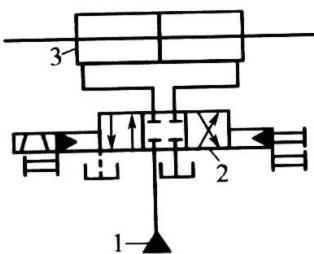


图 8-10 换向回路之二

1—液压源；2—三位四通电液换向阀；3—液压缸。

### 8.2.2 连续换向回路

在 8.2.1 节的换向回路中，执行元件完成一次往返行程所需的时间较长，无需对换向的快速性和准确性等提出要求。在平面磨床或刨床等液压系统中，要求启动平稳、换向连续、迅速频繁、换向位置准确、制动平稳无冲击；这些要求不是常规换向阀可以完成的，需要设计一套特殊阀组或特殊换向回路来实现，现将实用性连续换向回路简介如下。

#### 1. 时间控制式机—液连续换向回路

时间控制式机—液连续换向回路如图 8-11 所示。该回路主要由机动先导阀 13、液控主阀 14 和节流阀 15 等组成。液压缸 18 带动工作台的行程挡块拨动机动先导阀（行程阀）13（通过拔杆），它使液控主阀 14（H 型换向阀）的控制油路换向，进而使该阀换向而控制液压缸 18 反向运动（换向）。液压缸 18 的换向过程可分解为制动、停止和反向启动三个阶段。在图示位置，液压泵 16 输出的压力油液经机动先导阀 13、管路 1、液控主阀 14 和管路 2 进入液压缸 18 左腔，其右腔排出的油液经管路 3、管路 4 和 5 和节流阀 15 回油箱、液压缸 18 向右运动。当工作台上的行程挡块拨动拔杆使机动先导阀 13 移至右位后，液压泵 16 输出的压力油液经机动先导阀 13、管路 7 和单向阀 10 进入主阀 14 的右腔，阀芯左移，左腔排出的油液经节流阀 11、管路 6 和机动先导阀 13 的回油口回油箱，液压缸 18 右腔回液

通道（管路 3 和 4）逐渐关小，工作台右向移动速度减小，这是制动过程；当主阀 14 的阀芯移过一段距离（或经过一定时间）而移至中位时，液压泵 16 输出的压力油液与液压缸 18 两腔相通，工作台停止运动。当主阀 14 继续左移而越过中位后，液压泵 16 输出的压力油液经机动先导阀 13、主阀 14 和管路 3 进入液压缸 18 右腔，同时管路 2 和 4 之间通道打开，使液压缸 18 左腔排出的油液经上述两通道和节流阀 15 回油箱，工作台开始反向运动。这三段过程的快慢决定于液控主阀 14 的阀芯移动速度，其大小是由该阀两侧的节流阀 11 或 12 控制的（右移速度由节流阀 12 调节，左移速度由节流阀 11 调节）。由于液控主阀 14 的阀芯从一端移动到另一端的距离一定，所以调节它的移动速度，也就调整了时间，因此称这种换向回路为时间控制式连续换向回路。时间控制式连续换向回路最适用于要求自动换向频繁、换向平稳无冲击的场合，但换向精度不高，常用于平面磨床、牛头刨床等液压系统中。

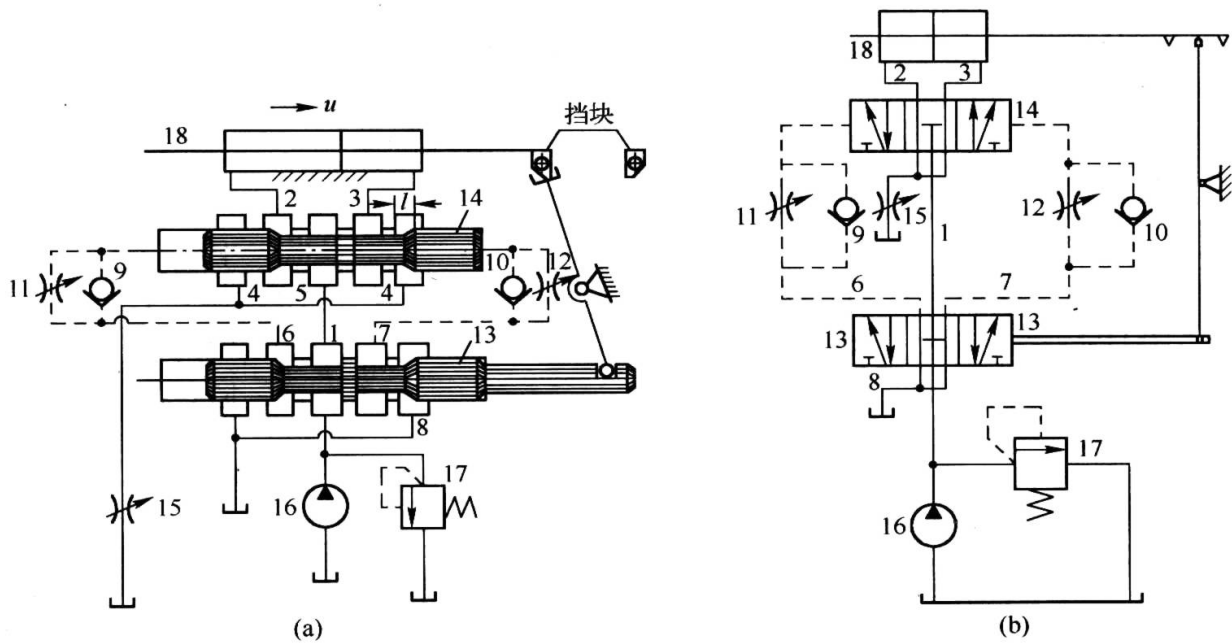


图 8-11 时间控制式机—液连续换向回路

(a) 结构原理图；(b) 职能符号图。

1~8—管道；9、10—单向阀；11、12、15—节流阀；13—机动先导阀；  
14—液控主阀（H 型）；16—液压泵；17—溢流阀；18—液压缸。

## 2. 行程控制式机—液连续换向回路

上述连续换向回路的主要缺点是，节流阀 11 或 12 一旦调定后，制动时间就不能再变化。若执行元件速度高，冲击量就大；若执行元件速度低，冲击量就小，因此换向精度不高。在对换向精度要求高的内外圆磨床中，显然不能采用这种换向回路，可采用图 8-12 所示的行程控制式机—液连续换向回路。在图示位置，液压缸 18 的回油必须经过机动先导阀 16 的锥面节流通才能回油箱。这是与时间控制式机—液连续换向回路的主要区别。当工作台上的行程挡块拨动拨杆，使机动先导阀 16 的阀芯左移时，阀芯中段的右制动锥先使导阀阀体上的油口 5 和 6 之间的回油通道面积逐渐关小，使液压缸活塞（工作台）预先减速，当回油通道关得很小（轴向开口量沿留有（0.2~0.5）mm）时，控制油路才开始变换，推动主阀 15 换向，使液压缸 18 在慢速下停止运动并随时反向运动。如果液压缸 18 的速度高，行程块拨动拨杆的速度也快，油口 5 和 6 之间的通道关闭速度也就快，反之亦然。关闭通道的过程就是执行元件的制动过程。因此，在执行元件速度变化时，其停止位置即换向位置基

本保持不变，故这种回路称行程控制式机—液连续换向回路。由于机动先导阀的制动锥对执行元件的预先制动作用，阀芯在经过一段行程后，执行元件的速度减至差不多相同的低速，然后主阀再使执行元件制动并随机换向，故换向精度高，尤其适用于对换向精度要求较高的内外圆磨床液压系统中。

### 3. 压力控制式连续换向回路

压力控制式连续换向回路如图 8-13 所示，在图示位置液压泵 1 输出的压力油液经液控换向阀 4 上工位进入液压缸 2 左腔，液压缸 2 右行，右腔排出的低压油液经液控换向阀 4 回油箱。在行程末端，压力升高，顺序阀 5 开启，但出口压力油液被液控单阀 7 封堵而作用于液控换向阀 4 下端，并使液控单向阀 8 开启，液控换向阀 4 的阀芯上移，其上腔低压油腔经控制管路、液控单向阀 8 被排回油箱，液控换向阀 4 切换至下工位，液压缸 2 右腔进液，左腔回液，作反向运动。在反向行程末端顺序阀 6 开启，压力油液作用于液控换向阀 4 上腔，同时液控单向阀 7 开启，并使液控换向阀 4 下腔的低压油排回油箱，液控换向阀 4 处图示位置，如此循环不止，实现连续换向。

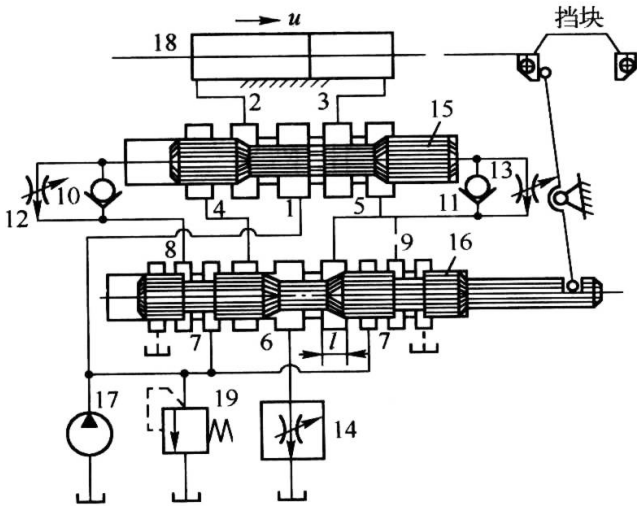


图 8-12 行程控制式机—液换向阀

1~9—管路；10、11—单向阀；12、13—节流阀；14—调速阀；  
15—液压缸；16—机动先导阀；17—液压泵；  
18—液压缸；19—溢流阀。

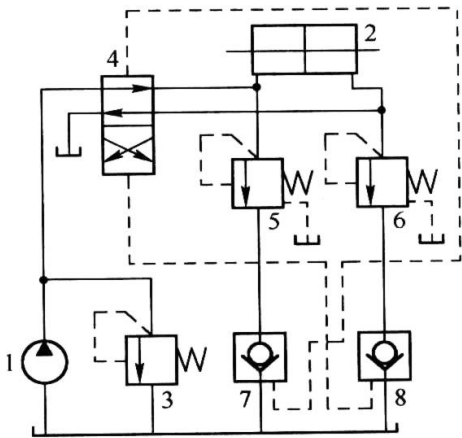


图 8-13 压力控制式连续换向回路

1—液压泵；2—液压缸；3—溢流阀；  
4—液控换向阀；5、6—顺序阀；  
7、8—液控单向阀。

回路中的执行元件也可是摆动液压马达（或称摆动液压缸）。这种回路只适用于在执行元件的终端换向，由于它通过顺序阀直接控制液控换向阀，比压力继电器控制电磁换向阀更为精确和可靠，同时，顺序阀还起安全保护作用。

### 8.2.3 双向液压泵换向回路

除使用换向阀使执行元件换向外，双向液压泵也可使执行元件换向。图 8-14 为使用双向变量泵的换向回路，同时该回路也是容积调速回路。回路中的执行元件也可以是液压缸或摆动液压马达或变量马达，液压泵也可以是定量泵。定量泵—液压缸或定量马达构成的回路，不具有调速功能，仅有换向功能。另外液压泵不同时，换向方式也不同。如果液压泵为双向定量泵，只能利用液压泵反转换向。如果液压泵为双向变量泵，在原理上还可利用变量机构反向运动实现换向。提醒读者注意，使用双向液压泵的换向回路，只能是闭式系统，而不能是开式系统。

图 8-14 中的辅助泵 1 用以补充系统的泄漏并向系统注入冷却的油液进行冷交换，溢流

阀 2 的调定压力要略高于热交换阀（液控换向阀）7 处的背压阀（溢流阀）8 的调整压力。

### 8.2.4 锁紧回路

为使执行元件在任意位置上停止不动或防止停止后的窜动，可采用锁紧回路。图 8-15 为使用液压锁(双液控单向阀)的锁紧回路。当液压缸 5 需要停止工作时，H 型三位四通换向阀 3 处中位，双向液压锁 4 控制管路释压而处关闭状态，液压缸 5 两腔均无油液进入和流出，活塞被锁紧。该回路常用工程机械的双向锁紧。使用一个液控单向阀时，可单向锁紧(常用于竖直方向锁紧)。换向阀也可使用 Y 型阀，但其他形式的三位四通阀锁紧精度较差。

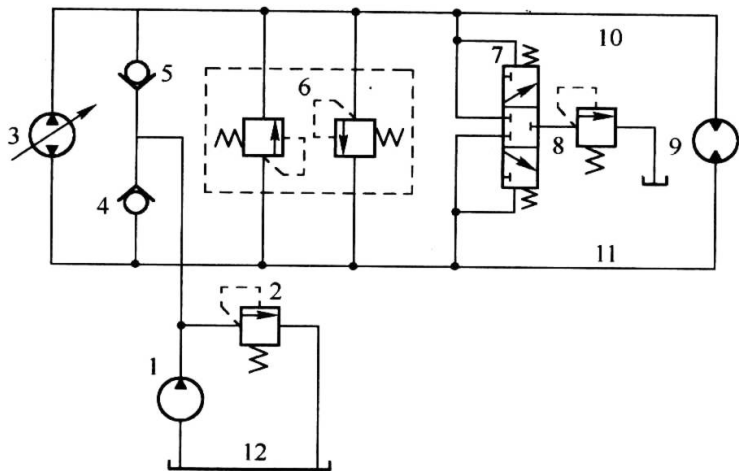


图 8-14 双向变量泵—定量马达容积换向回路  
1—补油泵；2—辅助溢流阀；3—主泵；4、5—单向阀；  
6—安全阀组；7—热交换阀；8—背压阀；  
9—液压马达；10、11—主管路；12—油箱。

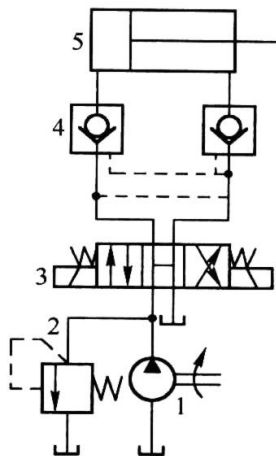


图 8-15 锁紧回路  
1—液压泵；2—溢流阀；3—H 型换向阀；  
4—双向液压锁；5—液压缸。

### 8.2.5 定向回路

定向回路亦称桥式整流回路，如图 8-16 所示。不管双向液压泵 1 转向如何，管路 A 总是输出高压油。该回路通常用于液压系统的补油路。

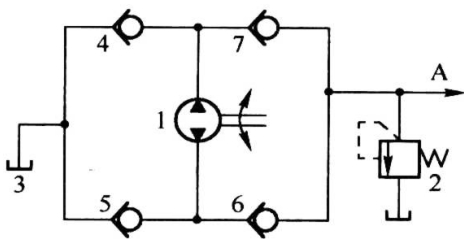


图 8-16 定向回路  
1—双向液压泵；2—溢流阀；3—油箱；4~7—单向阀。

## 8.3 压力控制回路

### 8.3.1 调压回路

调压回路用以控制系统或其局部压力使之保持稳定或者限制最高（安全）压力，前者称之稳压(定压)回路，后者称之安全回路，所用元件为溢流阀。

1. 稳压和限压回路

图 8-17 为稳压回路(如进油节流调速回路中的液压源), 系统正常工作时溢流阀始终开启, 故泵的出口压力保持稳定。

图 8-18 为变量泵(或定量泵)限压回路, 用以限制泵的最高工作压力。系统正常工作时, 溢流阀闭合, 泵的工作压力由负载决定。当负载压力达到溢流阀调定压力的 115%~120%时, 溢流阀开启溢流, 以保障系统的安全, 这种作用的溢流阀又称为安全阀。除此之外, 在旁路节流调速回路或使用溢流节流阀的进油节流调速回路中, 溢流阀为安全阀, 限定系统最高工作压力。

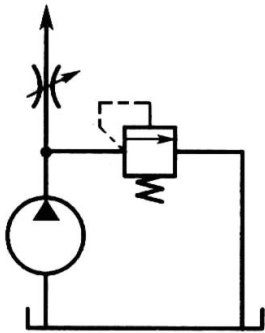


图 8-17 稳压回路

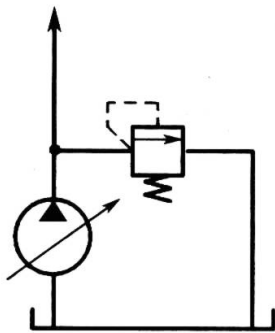


图 8-18 限压回路

2. 多级和比例调压回路

图 8-19 (a) 为两级压力回路, 在图示状态, 液压泵 5 的工作压力由溢流阀 1 调定为  $p_1$ ; 当二位二通阀处左位时, 其工作压力由溢流阀 2 调定为  $p_2 > p_1$ 。图 8-19 (b) 为双压回路, 图示中, 液压缸 9 右行, 工作压力由溢流阀 1 调定为  $p_1$ ; 液压缸 9 退回时, 工作压力由溢流阀 2 调定压力为  $p_2$ ;  $p_1, p_2$  没有约定的大小关系。图 8-19 (c) 为使用双泵的双压回路。液压泵 5 工作压力由溢流阀 3 调定; 液压泵 2 工作压力由溢流阀 4 调节。液压缸正反运动均可得到两种工作压力。若液压泵 5 和 6 分别向液压缸 9 正反向运动单独供液, 溢流阀 3 和 4 的调节压力大小无限制。

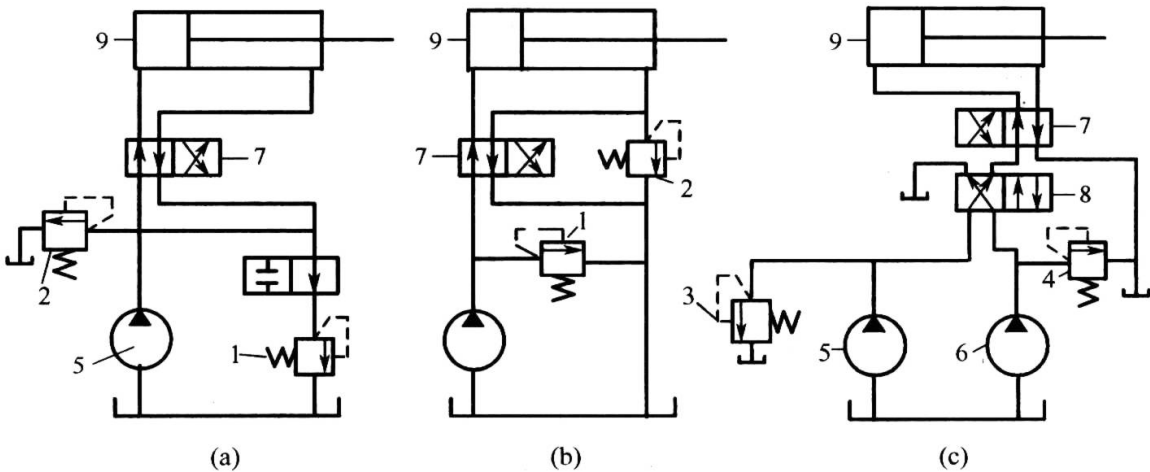


图 8-19 两级（压力）回路

(a) 两级压力回路; (b) 双压回路; (c) 双泵双压回路。

1、2、3、4—溢流阀; 5、6—液压泵; 7、8—二位四通换向阀; 9—液压缸。

图 8-20 为普通三级调压回路, 其中图 8-20 (a) 溢流阀 A 的压力  $p_A$  必须大于溢流阀 B 和 C 的压力  $p_B$  和  $p_C$ ,  $p_B$  和  $p_C$  互不影响, 溢流阀 A, B, C 与液压泵的流量相适



应。图 8-20 (b) 中的主溢流阀 A 为先导溢流阀，与液压泵流量相适应，溢流阀 B 和 C 起控制（先导阀）作用，流量很小，节流阀起缓冲作用。图 8-20 (c) 和图 8-20 (b) 相似，溢流阀 B 和 C 的控制作用分别用两个二位二通阀控制。另外(c)可以推广到更多级的压力控制，可进行远程控制。

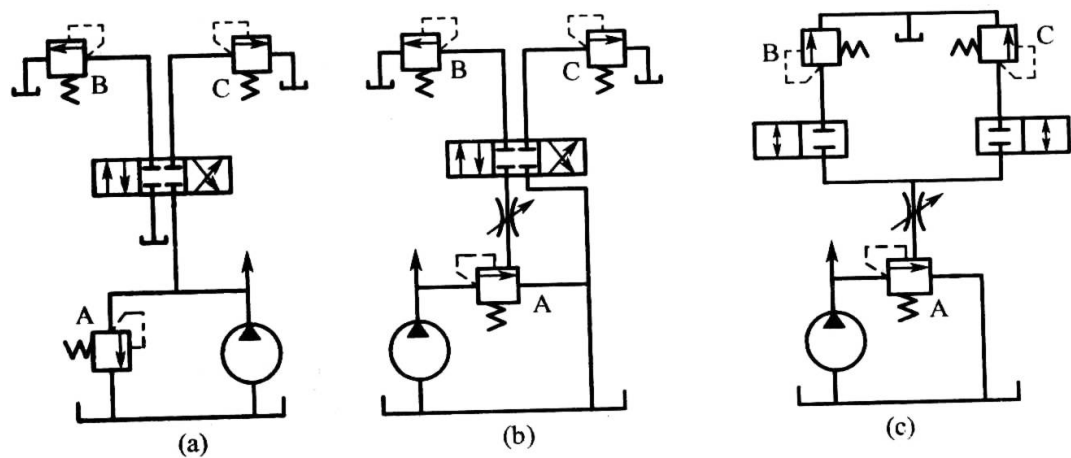


图 8-20 三级调压回路

(a) 普通三级压力控制回路；(b) 使用先导阀的三级压力控制回路；  
(c) 使用二位二通阀和先导阀的三级压力控制回路。

图 8-21 为使用卸荷先导溢流阀的双泵五级调压回路，其中液压泵 1 和 2 的工作压力分别由先导式溢流阀 3 和 4 限定（作安全阀），图示液压泵 1 和 2 处卸载状态。当二位二通电磁阀 9 和 10 分别处上位（断开，电磁铁通电）时，液压泵 1 和 2 分别在安全阀 3 和 4 限定压力下运行；当二位二通电磁阀 11~14 分别处右位（通位，电磁铁通电）时，液压泵 1 和 2 可分别在四种工作压力下运行。图 8-21 的原理也可用于更多泵的不同压力控制，至于压力级数决定于实际工作需要，也可多于或少于五级。如果用一个比例压力阀（溢流阀）代替图 8-21 中的元件 11~18 则构成双泵比例压力控制回路，且可使回路大为简化。

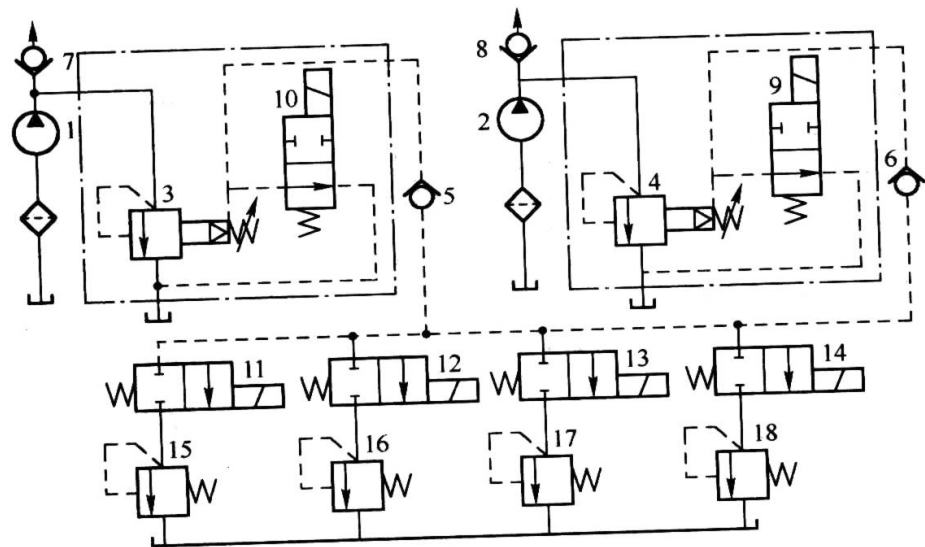


图 8-21 双泵五级压力控制回路

1、2—定量泵；3、4—先导溢流阀；5、6、7、8—单向阀；9~14—二位二通电磁阀；15~18—遥控溢流阀。  
双泵多级压力控制回路和双泵比例压力控制回路常用于注塑机液压系统。

图 8-22 为比例调压回路。与通常调压回路的区别在于压力控制或调节方式，其中溢流阀为先导式比例电磁阀。

### 8.3.2 增压和减压回路

当液压系统的局部(支路)上所需压力高于或低于主油路上的工作压力时，可采用增压或减压回路。

#### 1. 增压回路

增压回路常用增压缸增压，也可用液压泵串联增压。图 8-23 为单向增压回路，图 8-24 为连续(双向)增压回路，图 8-25 为液压泵串联增压回路。图 8-23 中液压泵 1 经换向阀 3 向液压缸（增压缸）4 大腔供液，液压缸（增压缸）4 向右运动，使小活塞右腔内的自油箱 7 和单向阀 6 吸入的油液受压，向液压缸 5 供液。供液压力  $p_2 = A_1 p_1 / a$ ，其中  $A_1$  为无杆腔面积， $a$  为小活塞右腔面积， $A_1 > a$ ，因而启动增加作用。回程时小活塞右腔释压，液压缸 5 在弹簧力的作用下复位，油液自油箱 7 和单向阀 6 补入，供再次增压之用。图 8-24 中液压缸 4 为双向增加缸，用单向阀 5、6、7、8 构成正反增加回路，图示状态，增压油液经单向阀 8 供入执行元件；反向时，则经单向阀 5 供入执行元件。图 8-25 中的液压泵 1 输出的压力油液经液压泵 2 进一步增压而输入到执行元件。

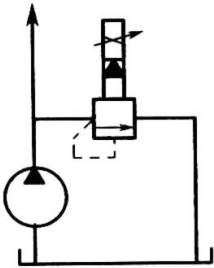


图 8-22 比例调压回路

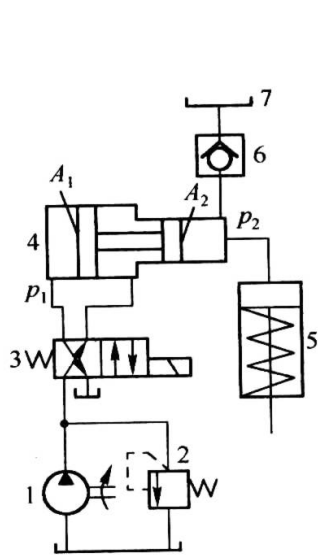


图 8-23 单向增压回路

1—液压泵；2—溢流阀；  
3—换向阀；4—增压缸；  
5—液压缸；6—单向阀；7—油箱。

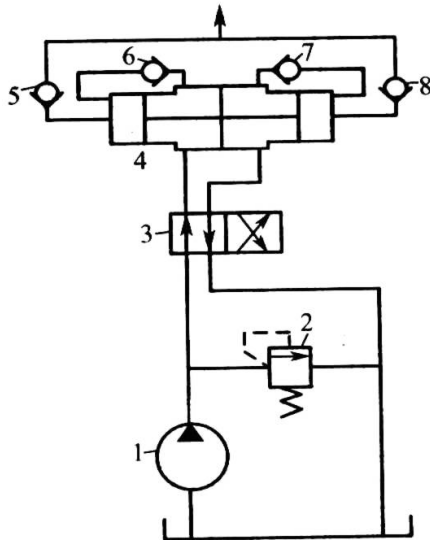


图 8-24 连续增压回路

1—液压泵；2—溢流阀；  
3—换向阀；4—双向增压器；  
5、6、7、8—单向阀。

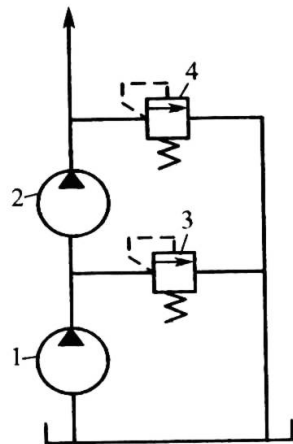


图 8-25 双泵增压回路

1、2—液压泵；3、4—溢流阀。

#### 2. 减压回路

减压回路的作用是使系统的分支回路或某一部分的油路获得较低的稳定压力。最常见减压回路是定值减压阀与主油路相连，如图 8-26(a)所示，其中单向阀的作用是，当主油路压力降低到低于减压阀的调节压力时，防止油液倒流，起短时保压作用。图 8-26(b)为使用先导型减压阀的两级减压回路。利用遥控溢流阀 2(两位电磁换向阀处通右位时)可使先导型减压阀 1 获得另一工作压力。但要注意，遥控溢流阀 2 控制的调整压力一定要低于先导型减压阀 1 的原来的调定压力。

为使减压回路工作可靠起见，减压阀的调整压力不应小于 0.5MPa，最高调整压力要低于系统工作压力 0.5MPa。当减压回路中的执行元件需要调速时，调速元件应放在减压阀之后，以避免减压阀到油箱的泄漏对执行元件的速度发生影响。

如果需要更多级的减压回路，可使用比例减压阀代替普通（常规）减压阀。

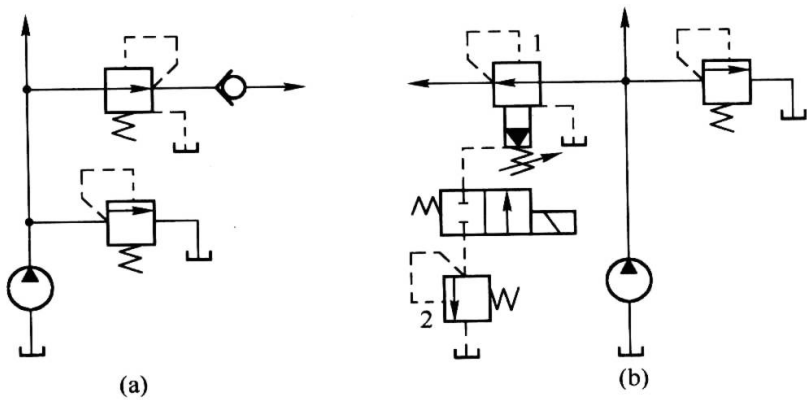


图 8-26 减压回路  
(a) 单级减压回路；(b) 二级减压回路(局部)。

### 8.3.3 平衡回路

对于作垂直或倾斜运动的执行元件，为使下放行程工作平稳和防止失压情况下重物滑动或下降，执行元件的回液腔必须保持足以平衡重力负载的压力，这种压力控制回路称平衡回路。常用的控制元件为平衡阀(单向顺序阀)或单向节流阀。执行元件可为液压缸，也可以是液压马达。

图 8-27 (a)和图 8-27 (b)为使用单向顺序阀的平衡回路。在图 8-27 (a)中，当三位四通换

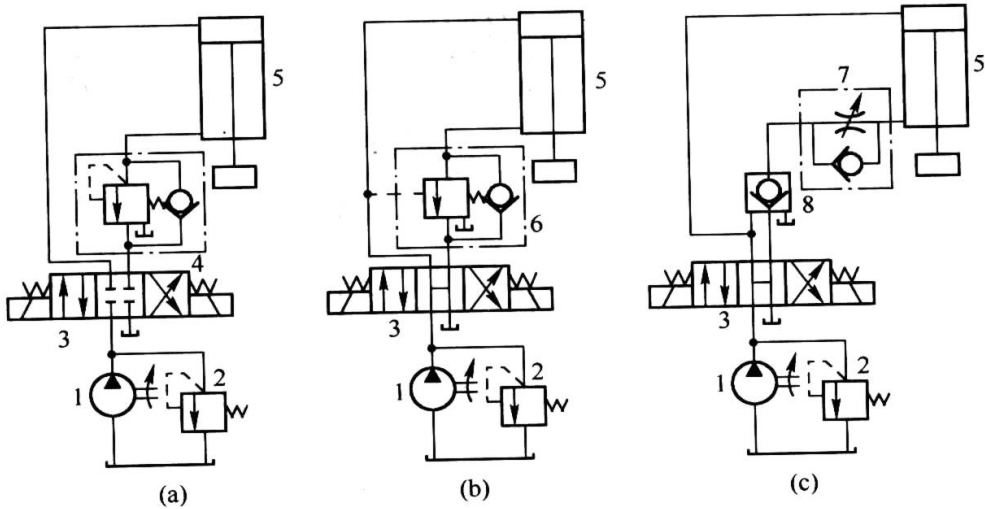


图 8-27 平衡回路

(a) 使用自控平衡阀；(b) 使用外控平衡阀；(c) 使用单向节流阀。

1—液压泵；2—溢流阀；3—三位四通换向阀；4—自控顺序阀；5—液压缸；6—外控顺序阀；7—单向节流阀；8—液控单向阀。

向阀 3 处左位时，液压泵 1 经换向阀 3 向液压缸 5 大腔供液，液压缸 5 有杆腔的回液压力  $p_2$  使内控式单向顺序阀 4 开启时，可下放重物  $G$ 。在图 8-27 (b)中，三位四通阀 3 处左位时，供液压力使单向顺序阀 6（外控式）开启，油液进入液压缸 5 上腔，可下放重物  $G$ 。当重物  $G$  下放过快时，外控单向顺序阀 4 关闭，使重物停顿下来。在下放过程中，当液压泵 1 发生故障，可将重物  $G$  锁紧。图 8-27 (b)的回液压力较小，较图 8-27 (a)节能。图 8-27 (a)和

图 8-27 (b)均不可控制重物 G 的下放速度 (图 8-27(b) 可控制重物 G 过快下放), 若要控制重物下放速度, 可用单向节流阀如图 8-27(c)所示, 当停止工作时, 利用液控单向阀 8 防止重物下滑 (该回路也可归入锁紧回路)。

### 8.3.4 卸载回路

当系统不需要动力时, 使液压泵在零压(理论上)或很低(实际上)压力下运转的回路称卸载回路。常用控制元件为卸载阀、溢流阀和某些换向阀。卸载回路是一种节能的压力控制回路。由于液压泵功率  $P = pQ$ , 当  $p$  很小时, 泵的卸载功率  $P_0$  相对泵的正常工作时功率  $P$  小得多, 故节约能量。同样, 当压力  $p$  为工作压力时, 使  $Q$  很小, 也可节约能量, 但不属于压力控制范畴, 不宜接入卸载回路。可归入节能或保压回路。

图 8-28(a)为使用 M 型换向阀的卸载回路, 除 M 型外, H 和 X 型换向阀也可用于卸载。图 8-28(b)为使用卸载阀的卸载回路, 并且在泵卸载时蓄能器使系统的其他部位保持一定的压力, 亦称卸载保压回路。图 8-28(c)是利用二位二通换向阀卸载的, 图 8-28(d)是利用遥控溢流阀的卸载回路。回路中的单向阀用以防止高压油液在泵卸载时倒流入液压泵, 并可使系统其他部位保持短时间的压力。

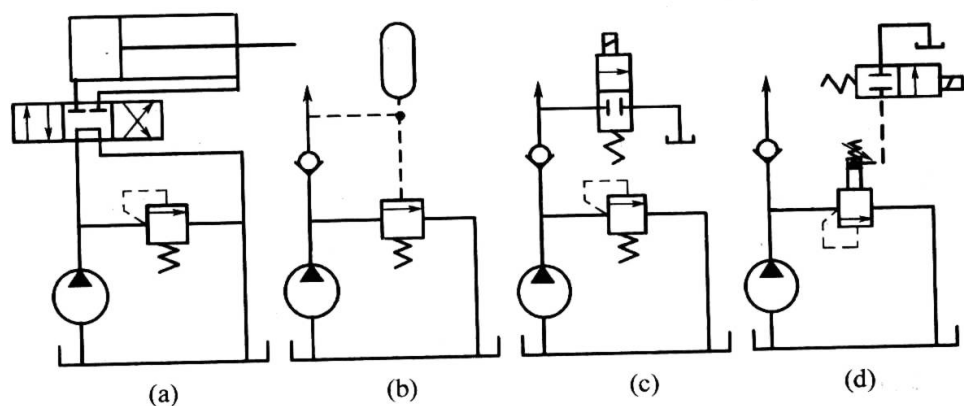


图 8-28 卸载回路

(a) M 型换向滑阀; (b) 卸载阀; (c) 二位二通阀; (d) 先导溢流阀。

### 8.3.5 保压回路

所谓保压回路, 即执行元件停止运动或因工件变形而产生微小位移的情况下, 使系统的压力基本保持不变 (稳定)。保压性能指标主要为保压时间和压力稳定性。常用的保压回路有以下几种。

#### 1. 利用限压式变量泵的保压回路

图 8-29 为压力机械 (如塑料或橡胶制品的成型压制) 上常用的使用限压式变量泵的保压回路。在保压阶段, 限压式变量泵输出流量自动减少到补充泄漏所需要的流量, 并随泄漏量的变化而自动调节, 可保持系统压力的长期稳定。在保压阶段, 限压式变量泵的功率消耗很小 (近乎为零), 相对定量泵保压可显著节省能量 (注: 有些教材归为节能回路或卸载回路)。

#### 2. 利用辅助泵的保压回路

图 8-30 为采用辅助泵 (定量泵) 的保压回路。在保压阶段, 主液压泵 (变量泵) 1 卸载, 同时二位二通电磁换向阀 8 处左位, 辅助泵 5 向液压缸供液, 以保持所需的压力。保压

压力由先导式溢流阀 7 调定，压力稳定性决定于先导式溢流阀的稳压特性。

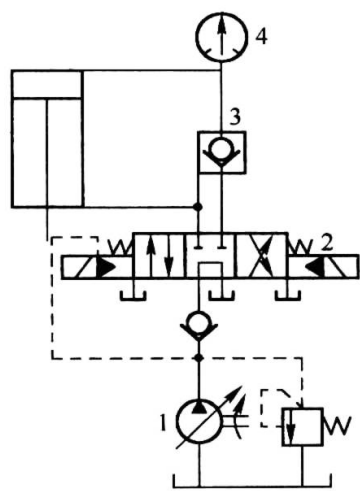


图 8-29 限压式变量泵保压回路

1—限压式变量泵；2—电液换向阀；  
3—液控单向阀；4—压力表。

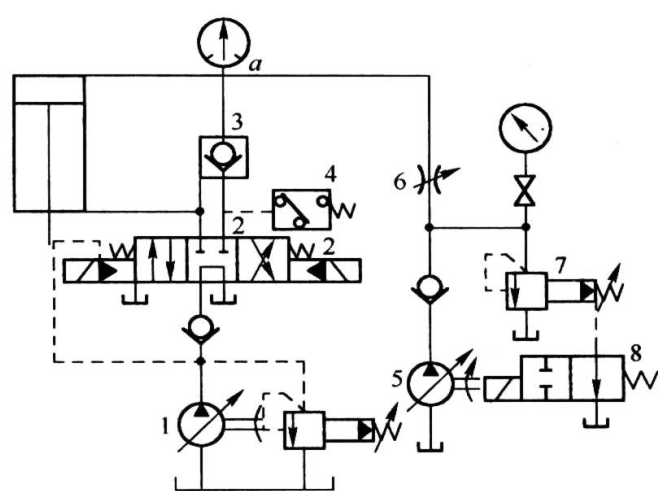


图 8-30 辅助泵保压回路

1—主液压泵；2—电液换向阀；3—液控单向阀；4—压力继电器；  
5—辅助泵；6—节流阀；7—先导溢流阀；8—二位二通电磁换向阀。

### 3. 利用蓄能器的保压回路

图 8-31 为利用蓄能器的保压回路。在图 8-31(a)中，当系统压力达到设定值时，压力继电器发出控制信号，使液压泵 1 卸载（二位二通阀控制），系统压力由蓄能器 4 来保证。图 8-31(b)为多个执行元件系统的保压回路，其支路需要保压。当支路压力上升到所需值时，单向阀 2 关闭，蓄能器 4 使支路保持压力稳定。与此同时，压力继电器 3 发出控制信号，控制换向阀（图中未画出），使液压泵 1 向主油路供油，另一执行元件开始动作。汽车自动变速器中用于操纵制动器和离合器的液压回路采用了这种保压回路。就保压时间长短和压力稳定性而言，不如液压泵保压性能好，但没有必要追求最好，满足保压目标即可。

### 4. 自动补油保压回路

自动补油保压回路如图 8-32 所示，回路采用液控单向阀和电接点压力表，其工作原理

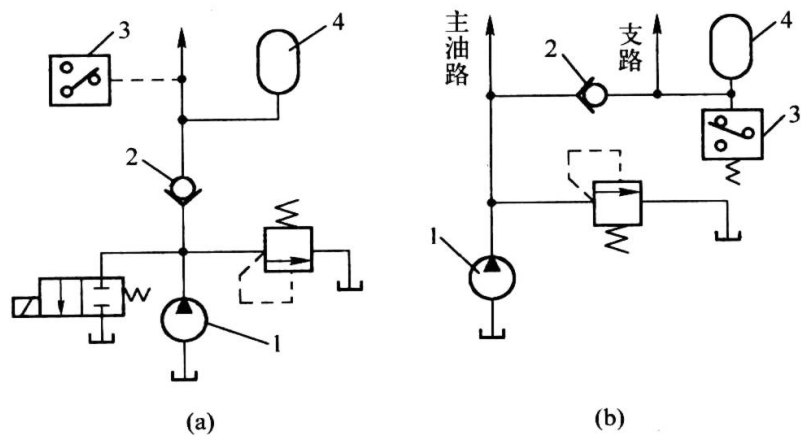


图 8-31 蓄能器保压回路

(a) 单执行元件；(b) 多个执行元件。

1—液压泵；2—单向阀；3—压力继电器；4—蓄能器。

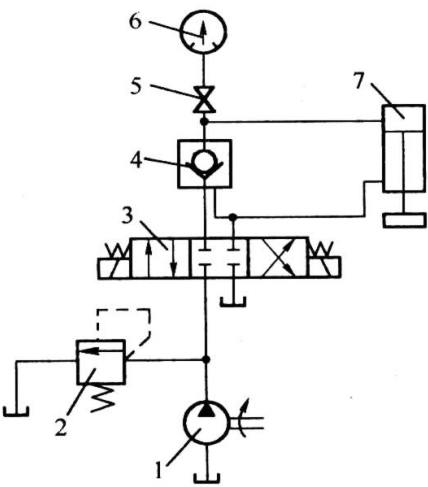


图 8-32 自动补油保压回路

1—液压泵；2—溢流阀；3—三位四通  
电磁换向阀；4—单向阀；5—压力开关；  
6—补油泵；7—液压缸。



是：当三位四通电磁换向阀 3 处左位时，液压泵 1 向液压缸 7 上腔供液，其下腔排液回油箱。当液压缸 7 的活塞接触工件后，其上腔压力升高；达到预定值时，压力表 6 发出控制信号，使三位四通电磁换向阀 3 处中位，同时液压泵 1 卸载（电动机停转），系统进入保压阶段；当液压缸 7 上腔压力降到某一值时，压力表 6 又发出控制信号，使三位四通电磁换向阀 3 重新处左位，同时液压泵 1 重新向液压缸 7 上腔供液，使压力升高，如此反复，可使液压缸 7 的压力保持在所需的范围内。

## 8.4 多执行元件回路

采用同一液压源驱动多个执行元件的回路在机床和工程机械中得到广泛应用。这些执行元件动作之间有一定要求，如顺序动作、同步和互不干扰等。本节介绍常见的多执行元件回路。

### 8.4.1 顺序动作回路

顺序动作回路是实现两个或两个以上的执行元件依次先后动作的液压控制回路。通常有压力、行程和时间控制 3 种形式，时间控制很少单独采用，故不作介绍。

#### 1. 压力控制的顺序动作回路

该类回路的控制元件为顺序阀和压力继电器。图 8-33 为使用顺序阀的顺序动作回路，原理如下：换向阀 5 处图示位置时，压力油液进入液压缸 1 大腔，活塞右行（伸出），有杆腔排出的油液经单向阀回油箱，活塞运动到终点时停止；压力升高，顺序阀 4 开启，压力油进入液压缸 2 大腔，活塞右行（伸出），到终点时停止运动。当换向阀 5 处右工位时，液压缸 2 活塞退回到终点时停止运动，压力升高，顺序阀 3 开启，液压缸 1 活塞退回，到终点时停止运动。这样，两液压缸按①→②→③→④运动顺序完成一次工作循环。将顺序阀 3、4 同时调换到液压缸 1、2 的另一腔的油路上，也可实现不同的顺序动作，请读者自行分析。

图 8-34 为使用压力继电器控制的顺序动作回路。回路的动作按工作要求设定并由控制电路保证。图 8-34 回路的动作顺序如下：1DT 通电，电磁换向阀 3 切换至左工位，液压缸 4 活塞伸出，行至终点，压力升高，压力继电器 7 使 1DT 断电，3DT 通电，电磁换向阀 6 处左工位，液压缸 5 活塞伸出。返回时，1DT、2DT、3DT 断电，4DT 通电，电磁换向阀 6 处右工位，液压缸 5 活塞先退回，退至终点，压力升高，压力继电器 8 使 4DT 断电、2DT 通电，电磁换向阀 3 处右工位，液压缸 1 活塞退回。这样按①→②→③→④运动顺序完成一次工作循环。压力控制顺序回路的缺点是可靠性差、位置精度较低。

#### 2. 行程阀和行程开关控制的顺序动作回路

对于多执行元件液压系统，在系统给定的最高压力范围内，有时无法安排各压力顺序的调定压力，故对多缸液压系统或顺序动作要求要求严格的液压系统，宜采用行程控制顺序动作回路，图 8-35 为使用行程阀控制的顺序动作回路。当电磁铁 1DT 通电时，换向阀 3 处右工位，液压缸 1 活塞右行，当挡块压下行程阀 4 时，液压缸 2 活塞右行；当电磁铁 1DT 断电时，换向阀 3 重新处图示位置，液压缸 1 活塞先退回，行程阀 4 复位，液压缸 2 活塞退回。这样按①→②→③→④运动顺序完成一次工作循环。

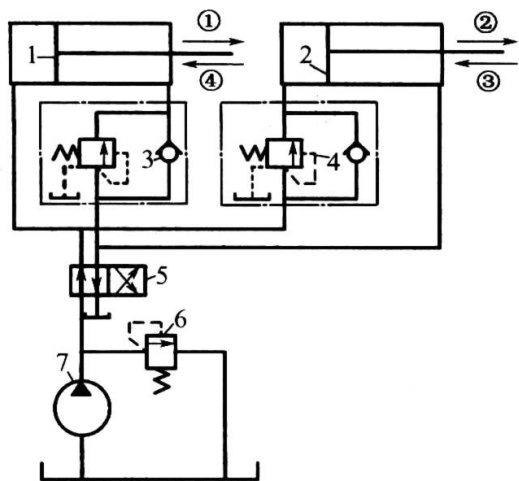


图 8-33 顺序阀控制的顺序动作回路

1、2—液压缸；3、4—单向顺序阀；5—换向阀；  
6—溢流阀；7—液压泵。

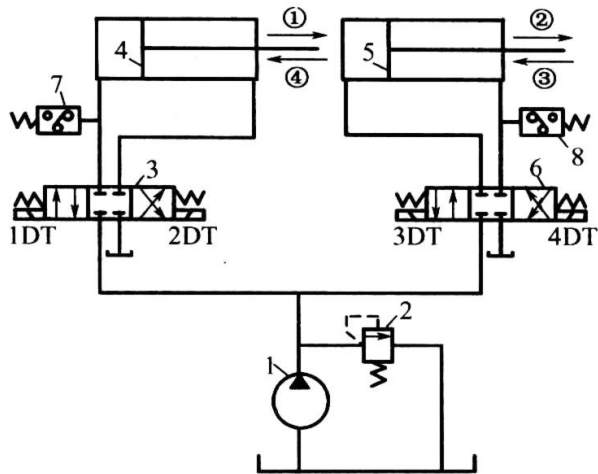


图 8-34 压力继电器控制的顺序动作回路

1—液压泵；2—溢流阀；3、6—电磁换向阀；  
4、5—液压缸；7、8—压力继电器。

图 8-36 为使用行程开关控制的顺序动作回路。其动作顺序是：按下循环启动按钮，电磁铁 1DT 通电，换向阀 3 处右工位，液压缸 1 活塞右行；到达预定位置时，挡块触动行程开关 2XK，使 2DT 通电，换向阀 4 处右工位，液压缸 2 活塞右行；到达预定位置时，挡块在行程终点触动行程开关 3XK，使 1DT 断电，换向阀 3 处图示位置，液压缸 1 活塞先退回；在行程终点，挡块触动行程开关 1XK，使 2DT 断电，液压缸 2 活塞退回。这样按 ①→②→③→④运动顺序完成一次工作循环。

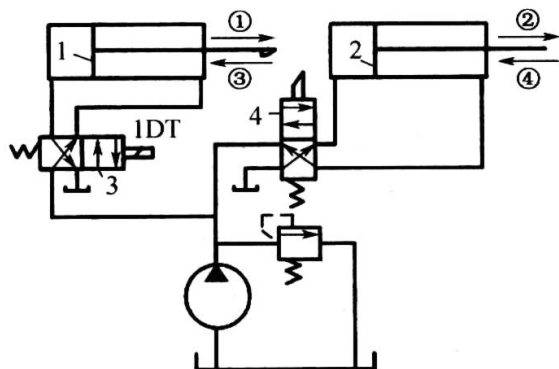


图 8-35 行程阀控制的顺序动作回路

1、2—液压缸；3—换向阀；4—行程阀。

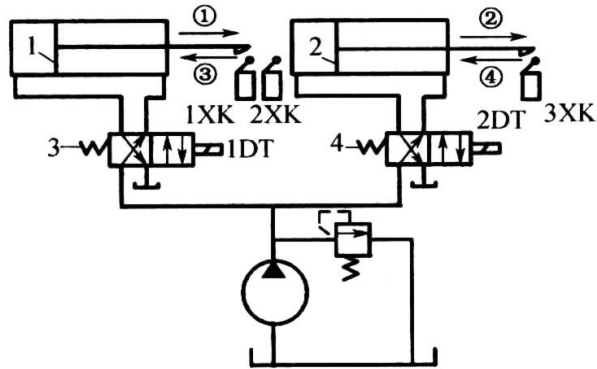


图 8-36 行程开关控制的顺序动作回路

1、2—液压缸；3—换向阀；4—行程阀。

## 8.4.2 同步回路

使两个或两个以上的执行元件(通常为液压缸)保持位移相同或速度相同的回路称同步回路。执行元件位移相同称位置同步，执行元件速度相同称速度同步。但影响同步精度的因素很多，如泄漏、摩擦、制造精度、负载等。同步回路就是尽量克服或减少这些因素的影响。同步回路也是多执行元件的速度控制回路。

### 1. 机械连接同步回路

参看图 8-37，这种回路是利用刚性梁连接等机械方法，使两液压缸实现位移同步的。同步精度决定于机构的刚度。这

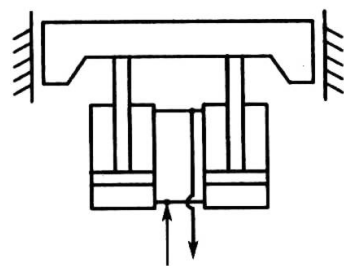


图 8-37 机械连接同步回路

种同步方法简单可靠，适用于两液压缸负载差别不大的情况，否则会发生卡死现象。这时应在液压系统中进一步采取措施，以保证其运动同步。

2. 串联液压缸同步回路

参看图 8-38，两液压缸有效面积相等且串联连接，可实现位移(位置)同步，其同步精度较高，能适应较大偏载；但因泄漏等因素影响，不能保证严格同步，且不能消除每一行程的积累误差。图 8-39 为采用补偿装置的串联液压缸同步回路，工作原理如下：换向阀 4 处左工位，液压泵向液压缸 1 上腔供液，其排液供入液压缸 2 上腔，液压缸 2 排出液体经换向阀 4 回油箱，两缸同步下行。若液压缸 1 活塞先达终点，行程开关 1XK 动作，电磁换向阀 3 切换左位，压力油液经液控单向阀 5 进入液压缸 2 上腔。使其活塞继续下行到终点；若液压缸 2 活塞先到终点，则压力开关 2XK 动作，电磁换向阀 3 处右位，压力油液使液控单向阀 5 开启，液压缸 1 下腔油液回油箱，使其活塞继续下行到终点。

串联液压缸同步回路中液压泵压力较高，为两液压缸工作压力之和。这不但需要较高压力的液压泵，且使密封困难和泄漏增加，一般使用于小型液压机械。

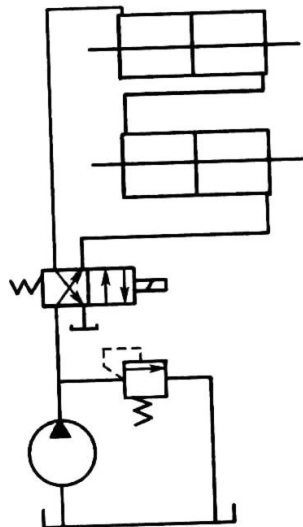


图 8-38 两液压缸串联缸同步回路

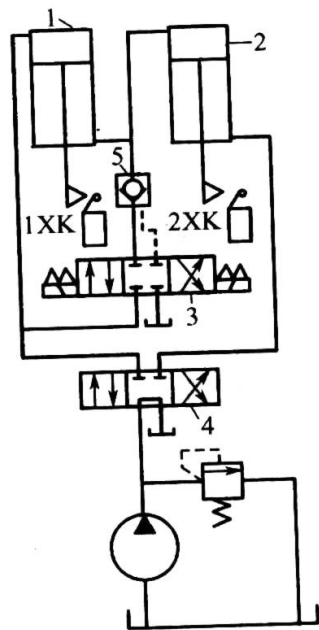


图 8-39 采用补偿装置两液压缸串联同步

1、2—液压缸；3—电磁换向阀；4—换向阀；5—液控单向阀。

3. 节流阀和调速阀同步回路

图 8-40 为使用节流阀的液压缸单向同步回路。当液压缸下行时，分别调节单向节流阀 A、B 的流量使两液压缸在回程时近似同步。使用调速阀可达较高的同步精度。图 8-41 为使用调速阀的双向同步回路。由于进、出油节流时使用一个调速阀，故不能分别调整往返速度。该回路也可使用节流阀，但同步精度较低。使用节流阀或调速阀的同步回路，只能保证速度同步，但必须采取措施消除因位置不同步而产生的累积误差。

4. 分流集流阀同步回路

图 8-42 为使用分流集流阀(又称同步阀)的同步回路。分流集流阀可自动补偿两液压缸因负载变化对同步速度的影响。同步精度约为 1%~3%。换向阀 1 处左位时，压力油液经单向节流阀 2 的单向阀、分流阀 3 和液控单向阀 4、5 进入两液压缸下腔，使两缸活塞同步上行。换向阀 1 处右工位，压力油液进入两液压缸上腔，同时液控单向阀 4、5 开启，两液

压缸下腔回液经单向阀 4、5 和分流阀 3、单向阀 3 的节流阀回油箱，两缸下行同步。单向节流阀 2 用以控制活塞下降速度和增加背压。液控单向阀 4、5 可防止两液压缸下行时因负载不同而窜油。分流集流阀只能实现速度同步。在行程末端，分流集流阀两节流孔窜通而消除累积误差。在偏载较大的条件下，分流集流阀也可保证两液压缸速度同步。当流量低于其额定流量较多时，同步精度显著较低，分流集流阀前后压差一般为  $0.5\text{MPa}\sim 0.8\text{MPa}$ ，不宜用于低压系统。

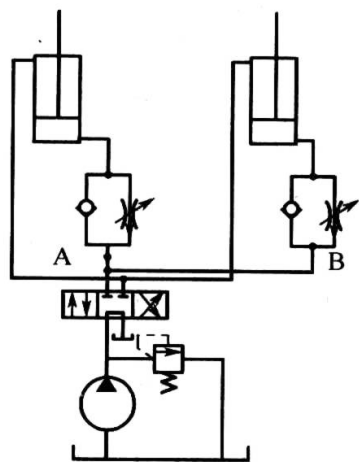


图 8-40 节流阀单向同步回路

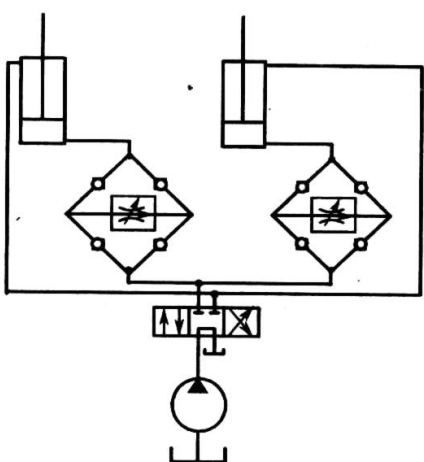


图 8-41 调速阀双向同步回路

### 5. 同步缸同步回路

参看图 8-43，该回路中的同步缸 3 为两结构尺寸相同的共活塞杆的双杆双作用液压缸。由于两活塞运动速度相同，结构尺寸相同，故液压缸 4、5 同步。同步缸 3 活塞上的双向单向阀 2 可在行程终点消除累积误差。换向阀 1 用于控制液压缸 4、5 的正反向运动。本回路原理也适用于多缸；同步缸也可以是其他结构形式；消除累积误差也可用特定的外接回路。同步缸的同步精度较高，一般在 1% 以内。

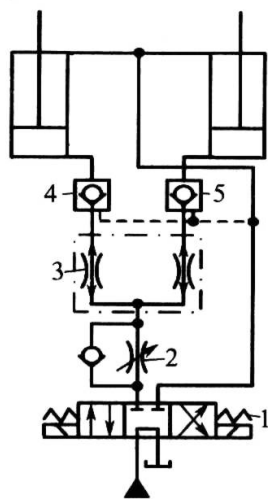


图 8-42 分流集流阀同步回路

1—换向阀；2—单向节流阀；  
3—分流集流阀；4、5—液控单向阀。

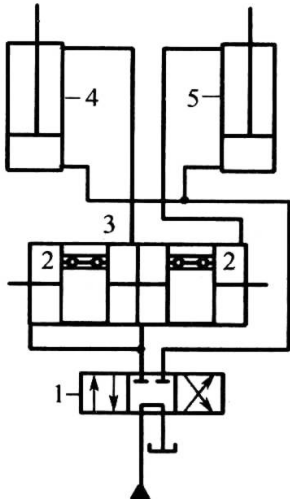


图 8-43 同步缸同步回路

1—单向阀；2—双向单向阀；  
3—同步缸；4—液压缸。

### 6. 并联液压马达的同步回路

由于两排量相同的液压马达并联(同轴)，且分别对结构相同的两液压缸进行供液或回液

控制，可使液压缸同步。同步精度取决于两马达的几何排量、容积效率及两缸负载差异因素。一般选用容积效率较稳定的柱塞马达。同步精度约为 2%~5%。图 8-44 采用单向阀消除同步误差；图 8-45 中两换向阀 A、B 应同时动作。

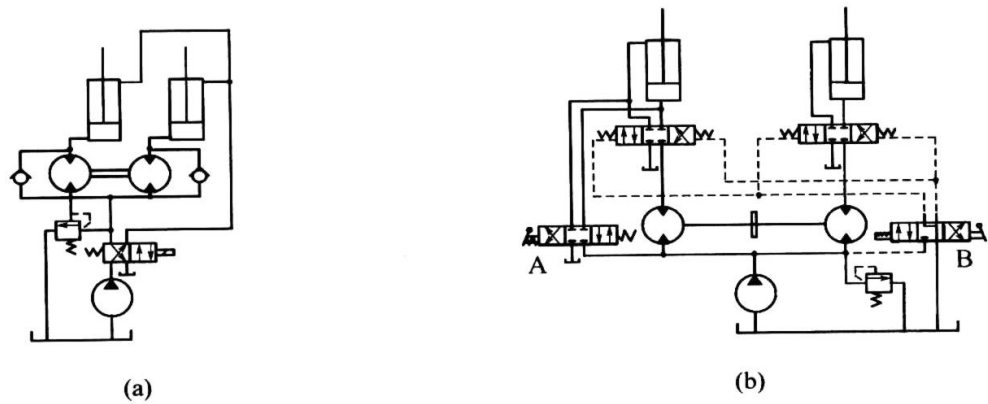


图 8-44 并联液压马达（单向阀、  
并联液压马达）同步回路(一)

图 8-45 并联液压马达（换向阀、  
并联液压马达）同步回路(二)

### 7. 伺服变量泵同步回路

图 8-46 为采用伺服变量泵的同步回路。回路以液压马达 I 为基准，采用测速发电机 5 检测马达 1、2 转速，经运算放大器 6 比较后得到偏差信号并放大后控制伺服变量泵 3 调节排量，从而使两液压马达速度同步。该回路同步精度为 0.1%，系统效率较高，适用大功率同步系统。

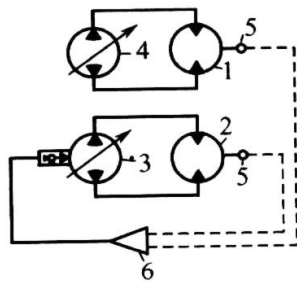


图 8-46 伺服泵同步回路

1、2—液压马达；3—伺服变量泵；4—变量泵；5—测速发电机；6—运算放大器。

## 8.5 多执行元件互不干扰回路

这里的互不干扰回路是指多个执行元件同时动作时，它们之间的运动速度互不影响。常见的互不干扰回路如下。

### 1. 流量阀互不干扰回路

参看图 8-47，节流阀 5、6 定量分配液压泵输出的油液(也可用一分流阀代替两节流阀 5 和 6)，调速阀 3、4 分别调节两液压缸回油流量，当 1DT 和 2DT 通电时，两液压缸快速右进。若液压缸 1 快进结束，则 3DT 通电使其转为工进。这时液压缸 2 仍快进，但由于节流阀 6 的限流作用，则压力油不可能过多地流向仍快速进的液压缸 2 而影响液压缸 1 的工进速度。反之，由于节流阀 5 的存在，也不会影响液压缸 2 的工进速度。



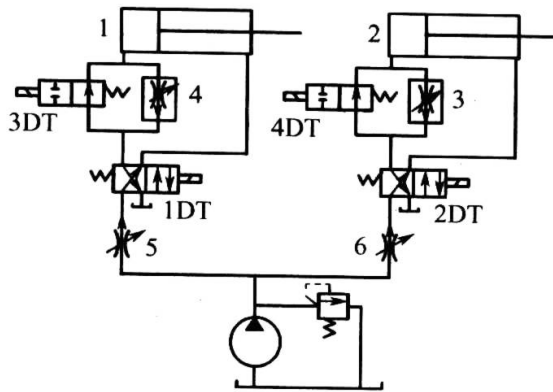


图 8-47 流量阀互不干扰回路

1、2—液压缸；3、4—调速阀；5、6—节流阀。

## 2. 双泵互不干扰回路

图 8-48 为一种使用双泵的互不干扰回路。图中液压缸 A、B 各自要完成“快进—工进—快退”工作循环，其工作原理如下：当电磁换向阀 6 和 5 处左位时，低压大流量泵 2 向液压缸 A、B 供液，两液压缸均差动快进。这时如果某一液压缸先完成快进动作，由挡块和行程开关（图中未画出）使电磁换向阀 7 通电、电磁换向阀 6 断电，低压大流量泵 2 进入液压缸 A 的油路被切断，高压小流量泵 1 经调速阀 8、电磁换向阀 7（左位）、电磁换向阀 6（右位）向液压缸 A 大腔供液，液压缸 A 调速工进。此时液压缸 B 仍快进，互不影响。当两液压缸均转为工进后，它们均由高压小流量泵 1 供液。若液压缸 A 率先完成工进，则行程开关使电磁换向阀 6 和 7 通电，低压大流量液压泵 2 向液压缸 A 有杆腔供液，液压缸 A 快退。这时高压小流量泵 1 仍向液压缸 B 供液，其工进速度不受影响。当所有电磁换向阀都断电后，两液压缸都停止运动，并被锁在所在位置。此回路采用快、慢速运动由大小泵分别供液，并由相应的电磁换向阀进行控制的方案，保证了两液压缸快慢速运动互不影响。

## 3. 叠加阀式防干扰回路

图 8-49 为采用顺序阀的叠加阀式防干扰回路。其中泵 1 为高压小流量泵，泵 2 为低压

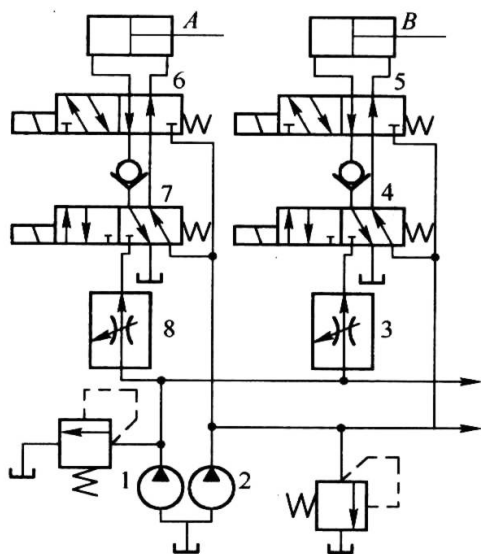


图 8-48 双泵供油互不干扰回路

1—高压小流量泵；2—低压大流量泵；  
3、8—调速阀；4、5、6、7—电磁换向阀（二位五通）。

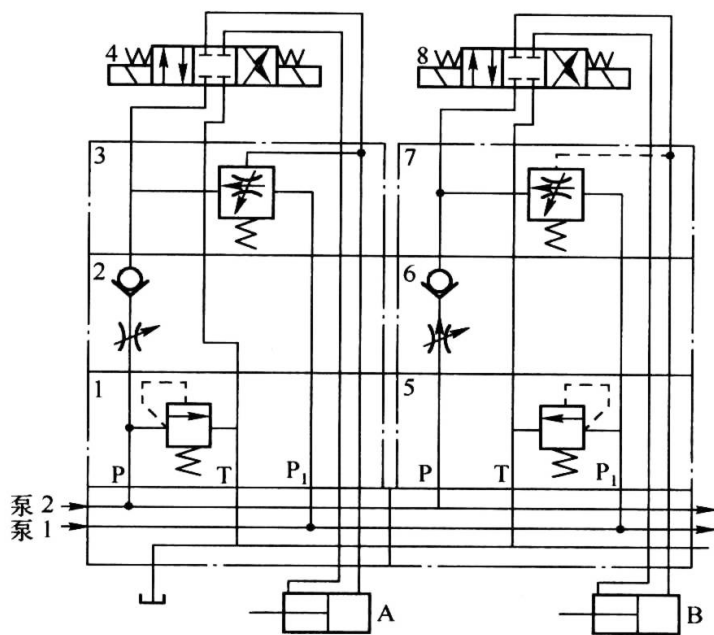


图 8-49 叠加阀式防干扰回路

1—低压溢流阀（泵口）；2、6—单向阀；  
3、7—外控顺序节流阀；4、8—电磁换向阀。

大流量泵，两者的压力分别由溢流阀 5 和 1 控制；泵 1 和泵 2 分别接叠加阀的  $P_1$  口和  $P$  口。回路工作原理如下：当电磁换向阀（板式）4 和 8 分别处左位时，液压缸 A、B 快速向左运动；此时外控顺序阀 3 和 7 因回路工作压力较低而关闭，泵 1 的油液经溢流阀 5 回油箱。当其中一个液压缸，如缸 A 先完成快进动作时，无杆腔压力升高，顺序节流阀 3 的阀口被打开，高压小流量泵 1 的压力油液供入液压缸 A 的无杆腔，同时高压油液使单向阀 2 反向关闭，液压缸 A 慢速前进（速度大小由顺序节流阀 3 的节流口大小决定）。此时液压缸 B 仍快进，两缸动作互不干扰。当液压缸先完成工进后，电磁换向阀 4 处右位，液压泵 2 向液压缸 A 有杆腔供液，它快速退回。若电磁换向阀 4、8 同时断电，则两液压缸停止运动。该种回路广泛用于组合机床的液压系统中。

## 8.6 其他液压回路

在工程中，常用的液压基本回路还有液压马达的制动、有级变速、缓冲回路以及保障液压系统正常工作的辅助回路，如过滤、冷却和热交换回路。尽管有些回路在前面章节中已有介绍，特别强调一下也是必要的。本节择要介绍。

### 8.6.1 液压马达制动回路

在提升重物类的工程机械中，当工作部件停止运动时，出于安全考虑，必须使液压马达迅速停转，因而需要采取有力制动措施。常用的方法有机械制动和液压制动。

图 8-50 为液压马达的常闭式机械制动回路。当电磁换向阀 6 处于左位或右位时，液压泵 1 经电磁换向阀 6 向液压马达 2 的左腔或右腔供液，同时制动液压缸 3 的活塞在有杆腔压力油液作用下缩回，使液压马达解除制动而正常运转。当电磁换向阀 6 处于中位（图示）时，液压泵 1 卸载，制动液压缸 3 的活塞在弹簧力作用下外伸，将缸内油液经单向节流阀 4 的单向阀和电磁换向阀 6 中位排回油箱，使液压马达 2 制动。单向节流阀 4 的作用是控制制动液压缸的松闸时间，使液压马达平缓启动，避免启动冲击。而在制动时，则可迅速制动，确保安全。这种回路常用于起重运输机械的液压系统中。

图 8-51 为使用平衡阀的制动回路，其工作原理如下：当换向阀 6 处右位时，制动液压缸 3 使液压马达 2 解除制动，液压泵 1 经平衡阀 5 的单向阀向液压马达 2 的左腔供液，使其顺时针转动而提升重物 G。当换向阀 6 处左位时，液压泵 1 向液压马达 2 右腔供液，同时压力油液经阻尼孔 a 使平衡阀 5（外控单向顺序阀）开启，液压马达 2 反向转动，重物 G 靠自重降落。如果重物 G 的降落速度超过液压泵 1 的供油量所确定的下放速度，则平衡阀 5 的外控压力降低，使阀口关小，使液压马达 2 的回液阻力变大，阻止重物超速降落。当换向阀 6 处图示位置时，液压泵 1 卸载。液压马达 2 的右侧管路因重物降落的抽吸作用，使平衡阀 5 的控制压力低于其弹簧调定压力，它处于关闭状态。液压马达 2 因不能回液而使重物 G 悬挂在空中。为防止发生溜车现象，又设置了刹车制动机构——制动液压缸 3，确保制动安全可靠。图中阻尼孔 a 是为减小平衡阀 5 的控制压力波动而使其平缓开启来设置的。

这种带有常闭式制动机构的平衡制动回路宜用于功率较大、负载变化较大而又要求下降速度平稳、易控制和锁紧时间要求较长的起重机构，如船舶起货机起升变幅系统、港口汽车起重机系统及各种绞车系统。

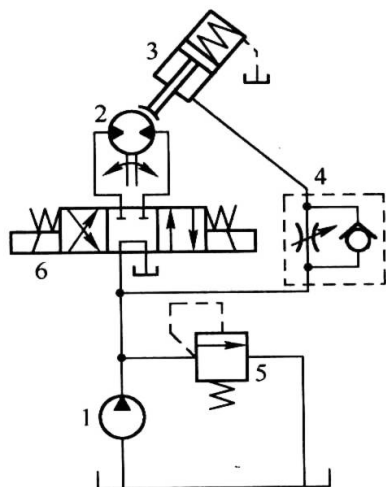


图 8-50 常闭式机械制动回路

1—液压泵；2—液压马达；3—制动液压缸；  
4—单向节流阀；5—溢流阀；6—电磁换向阀。

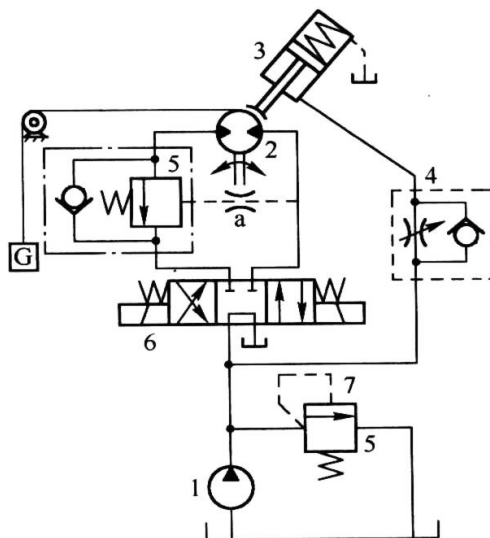


图 8-51 平衡制动回路

1—液压泵；2—液压马达；3—制动液压缸；4—单向节流阀；  
5—平衡阀（外控单向顺序阀）；6—换向阀；7—溢流阀。

## 8.6.2 液压马达串并联回路

在行走机械中，常直接用液压马达驱动车轮，并根据路况不同调整行走速度。为此，采用两液压马达串联或并联回路达到上述要求。

液压马达串、并联回路如图 8-52 所示，当二位四通电磁换向阀 4 处图示位置，三位四通电磁换向阀 3 处于左位或右位时，液压泵 1 向液压马达 5 和 6 同时供液（处并联状态），行走机构可正向或反向慢速行走；当二位四通电磁换向阀 4 处右位且三位四通电磁换向阀 3 处右位时，液压泵 1 向液压马达 5 上腔供液，其排出的液体进入液压马达 6 的下腔，液压马达 6 上腔排液经三位四通电磁换向阀 4 回油箱，两液压马达处串联状态，行走机构快速行走（正向快行）。当二位四通电磁换向阀 4 处左位时，液压泵向液压马达 6 上腔供液，其排液进入液压马达 5 下腔，反向快速行走。

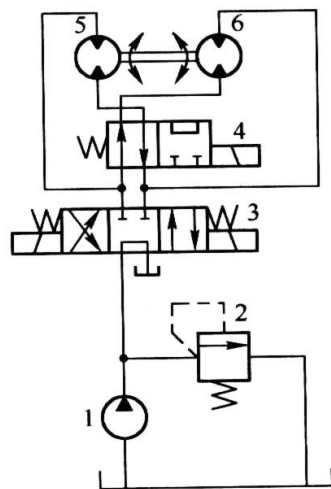


图 8-52 液压马达串并联回路

1—液压泵；2—溢流阀；3—三位四通电磁换向阀；  
4—二位四通电磁换向阀；5、6—液压马达。

通常，两液压马达的几何排量是相同的。快速行走速度为慢速行走速度的 2 倍，而慢速时的驱动转矩为高速时的 2 倍。主轴刚性连接在一起的两液压马达，通常为同轴双排径向柱塞马达，这是一种有级变量马达。图 8-52 所示的回路也是同步回路，不管两液压马达处串联或并联状态。

## 8.6.3 液压马达缓冲回路

若液压马达驱动转动惯量和转速较大的工作部件，当其在运动状态下突然换向或停止运动时，由于运动部件有较大的动能，液压回路会产生很大的冲击和振动，影响运动部件的定位精度，甚至造成元件的损坏。为避免这种有害影响的发生，在液压回路的设计时，应采取制动缓冲措施。

制动缓冲回路通常以溢流阀作为耗能元件，如图 8-53 所示。图 8-53 (a) 是用双溢流阀制动缓冲的，图 8-53 (b) 是用单溢流阀制动缓冲的，并采用双液控单向阀锁紧，使制动可靠。两者的制动原理是相同的，仅以图 8-53 (a) 说明。假定液压马达 1 左腔进液，右腔回液，作顺时针转动。当在图示突然停止供液时，液压马达 1 的惯性运动，使右侧管路中的液体受压而左侧管路中的油液释压，液压马达 1 呈泵工况。这时右侧溢流阀开启，使高压油液溢流回油箱，同时，液压马达 1 左侧经左单向阀自油箱吸液，在这一过程中，液压马达原有的动能被消耗而制动。但这种制动缓冲并不能使液压马达立即停转。上述回路同样适用液压缸。

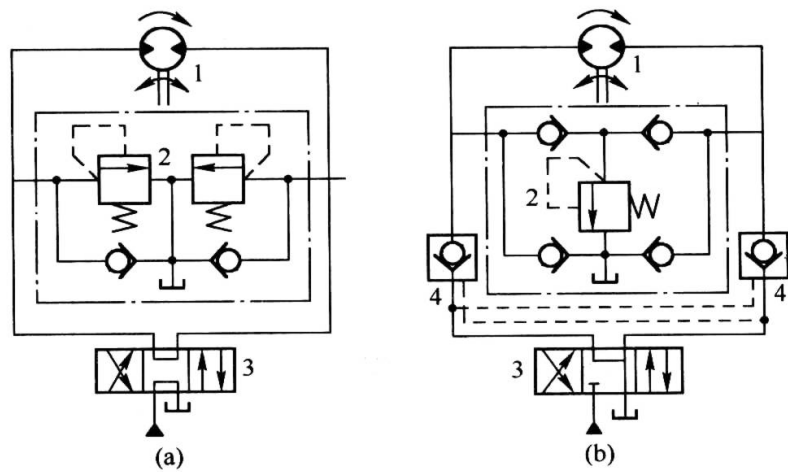


图 8-53 液压马达制动缓冲回路

(a) 双溢流阀；(b) 单溢流阀。

1—液压马达；2—制动缓冲阀组；3—换向阀；4—液控单向阀。

### 8.6.4 过滤回路

为保证液压油清洁而使液压系统可靠工作，通常使用过滤器滤除油液中的固体杂质而构成过滤回路。

如图 8-54 (a) 所示，液压系统不同对过滤精度要求也不相同，滤油器的过滤精度要与液压系统的要求相适应。滤油器安装位置不同，对通油能力的要求也不同。在液压泵的吸油口，其通流能力应为液压泵流量的 2 倍以上。在液压泵的出液口和执行元件的回液口通流能力必须通过液压泵的全部流量。在溢流阀溢流口其通流能力可小于泵的流量。大型液压机械通常需要独立的过滤回路（见图 8-54 (b)）。

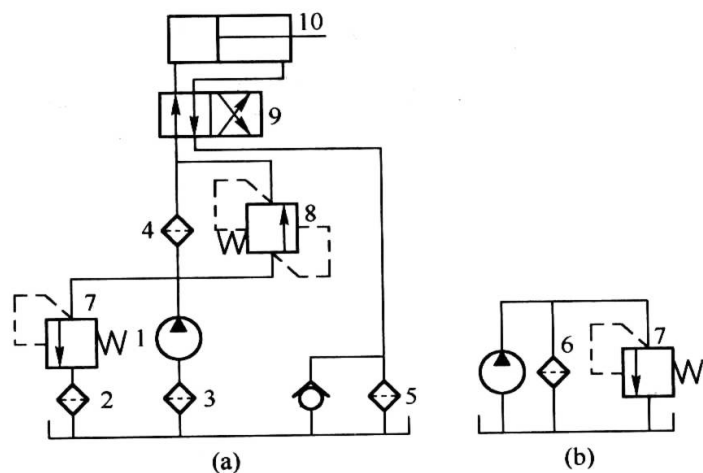


图 8-54 过滤回路

(a) 一般过滤回路；(b) 独立过滤回路。

1—液压泵；2~6—滤油器；7—溢流阀；8—压差溢流阀；9—换向阀；10—液压缸。

8.6.5 冷却回路

当液压系统在高温环境下或长时间连续工作时，将导致油温升高、泄漏增大、效率降低。如果仅靠油箱的散热作用而不能使油液温度控制在允许范围内时，必须设置冷却回路，使用冷却器的冷却回路，如图 8-55 (a) 所示。单独冷却回路（见图 8-55 (b)）的优点是冷却器不受液压冲击影响。

除使用冷却器冷却外，在工作机械中使用辅助马达通风冷却也是常见的，如图 8-56 所示。当二位三通电磁换向阀 3 受控而处下位时，辅助泵 1 向辅助马达 2 供液，它驱动轴上的风扇，对系统进行风冷。

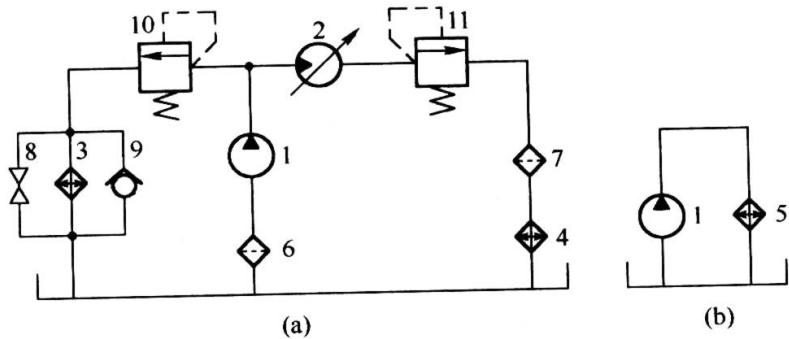


图 8-55 冷却回路

(a) 一般冷区回路；(b) 独立冷却回路。

1—液压泵；2—变量马达；3、4、5—冷却器；6、7—滤油器；  
8—截止阀；9—单向阀；10—溢流阀；11—背压阀。

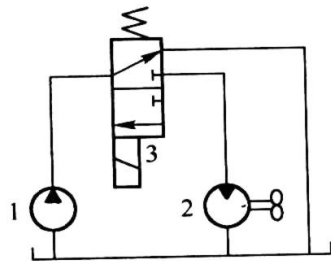


图 8-56 马达风冷回路

1—辅助泵；2—辅助马达；3—二位三通电磁换向阀。

图 8-57 为闭式系统的另一种形式的冷却回路。辅助泵 3 除通过 a 点向闭式系统补油以补充回路泄漏外，还通过低压溢流阀 4 下的 b 点向主泵 1 和液压马达 2 的壳体输入低压冷油，低压冷油与泵的泄漏油液汇合在一起，冷却旋转部件摩擦副，并冲洗磨损下来的微小金属颗粒，最后经泄漏管路回油箱，从而提高元件的使用寿命。

如果液压系统仅有一种冷却措施尚不能满足冷却要求时，可采用如上多种冷却方式联合冷却。

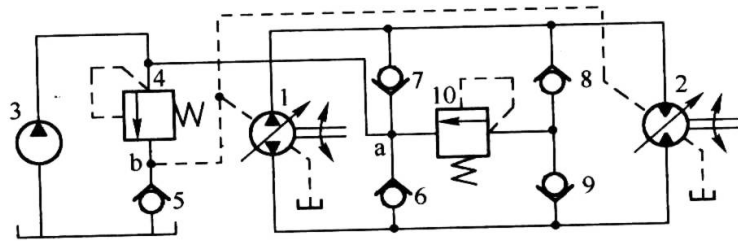


图 8-57 闭式系统的冷却回路

1—主泵；2—液压马达；3—辅助泵；4—低压溢流阀；5~9—单向阀；10—高压安全阀。

8.6.6 热交换和辅助补油回路

热交换回路通常用于闭式系统中，其作用是将执行元件排出的做过功的热油排回油箱，经冷却后循环使用。由于热交换回路排出热油而使系统内的油液减少，为保持油液平衡，必须同时添加补油回路，以向系统补充冷却油液。热交换和辅助补油回路通常成对用于



闭式系统。

如图 8-58 所示，原理如下：假定主回路上侧为高压，下侧为低压，则热交换阀 15（三位三通液控换向阀）处上位，液压马达 2 排出的热油经热交换阀 15 和背压阀 16 及冷却器 17 回油箱，使油液冷却。同时辅助液压泵 3 将冷却油液经单向阀 9 注入回路的下侧管路。由于低压溢流阀的调节压力略高于背压阀 16 的调节压力，故做过功的热油经背压阀 16 强制排出。热交换阀 15 和背压阀 16 构成热交换回路。在图 8-58 中，辅助液压泵 3 和单向阀 4~7 构成定向补油回路。

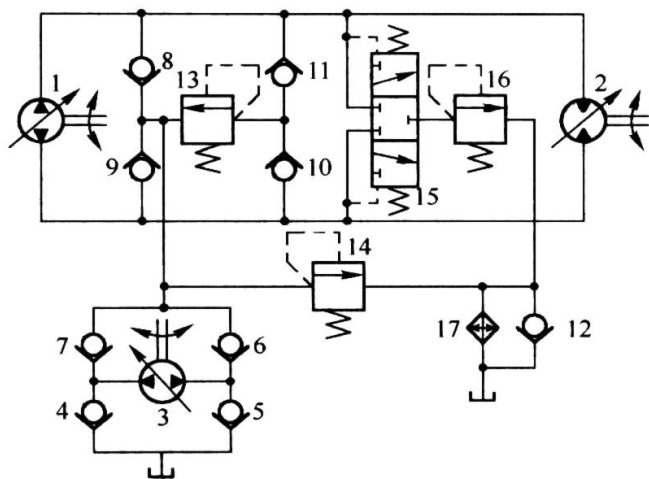


图 8-58 闭式系统的热交换和补油回路

1—主泵；2—液压马达；3—辅助泵；4~12—单向阀；13—高压阀；14—低压溢流阀；15—热交换阀；16—背压阀；17—冷却器。

## 本章小结

本章中的液压基本回路分为四类：快速和速度换接回路、方向回路、压力回路和多执行元件回路。快速和速度换接回路又分为有级调速、差动调速、增速和工进速度切换回路。方向回路比较简单，可分为换向、锁紧和定向回路三种。压力控制回路有调压、增压和减压、平衡、卸荷等多种。顺序回路、同步回路和互不干扰回路一并列入多缸回路。回路的功能通常不是单一的，有不少回路，既可列入某种回路，也可列入另一种回路。在学习中，对某一种回路，应找出尽可能多的功能。例如使用 H 型换向阀的换向回路，也具有卸荷功能。

回路的种类繁多，形式千差万别，关键在于对回路原理和功能的功能的分析。

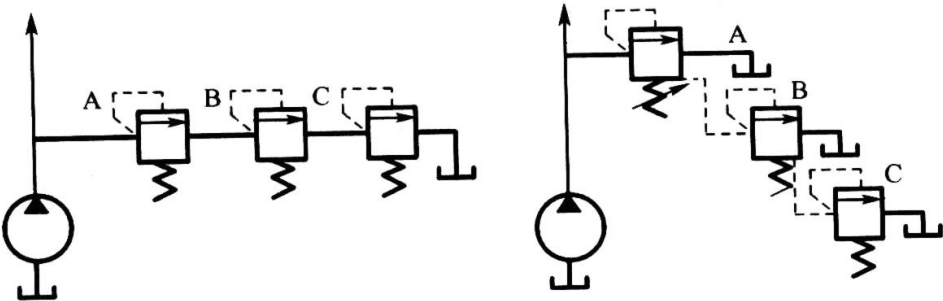
## 思考题

1. 试举例说明几种实现快速回路的方法。
2. 分析调速阀并联和串联的速度换向回路的工作原理。可否将调速阀换成节流阀？有什么差别？
3. 分析液压缸的各种同步回路，并分析比较它们各自的特点是什么？

4. 调压回路、减压回路和增压回路各有什么特点，它们分别用于什么场合？
5. 卸载回路有哪些型式？有何特点？
6. 比较背压回路和压力缓冲回路的特点。减压回路可否缓和压力冲击？为什么？
7. 有哪些方法可以使执行元件换向，试举例说明。
8. 锁紧回路中采用双液控制单向阀（即液压锁）对液压缸进行锁紧时，其换向阀应采用何种职能？为什么？
9. 可实现两执行元件顺序动作的回路有哪些？分析它们是如何实现顺序动作控制的？
10. 分析本章中 3 种平衡回路的工作原理。

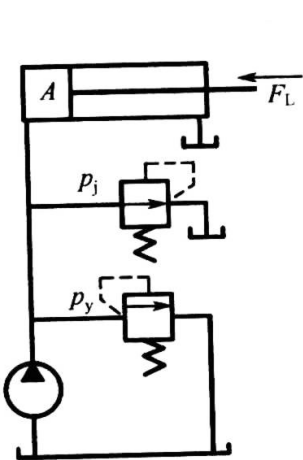
### 习 题

**8-1** 在题图 8-1 所示的两个液压回路中，各溢流阀的调整压力分别为  $p_A = 4\text{MPa}$ ， $p_B = 3\text{MPa}$ ， $p_C = 2\text{MPa}$ ，如系统的外负载趋于无限大，泵的工作压力各为多少？流量是如何分配的？

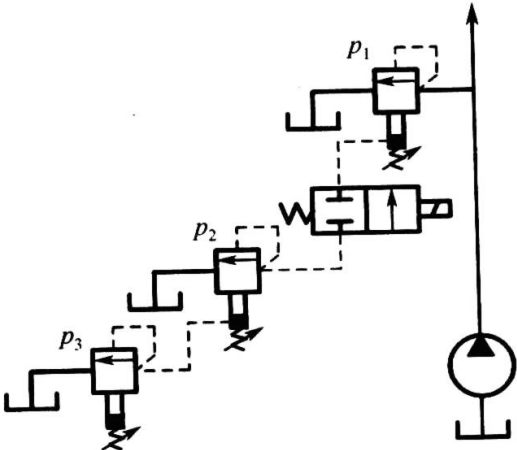


题图 8-1

- 8-2** 在题图 8-2 所示的液压系统中，液压缸负载为  $F_L$ ，液压缸无杆腔有效面积为  $A$ ，减压阀的调整压力为  $p_j$ ；溢流阀的调整压力为  $p_y$ ， $p_y > p_j$ 。试分析泵的工作压力由什么值来确定？
- 8-3** 在题图 8-3 所示的液压回路中，各溢流阀的调整压力  $p_1 = 5\text{MPa}$ ， $p_2 = 3\text{MPa}$ ， $p_3 = 2\text{MPa}$ 。问外负载趋于无穷大时，图中当二位二通阀断电和通电时，泵的工作压力各为多少？

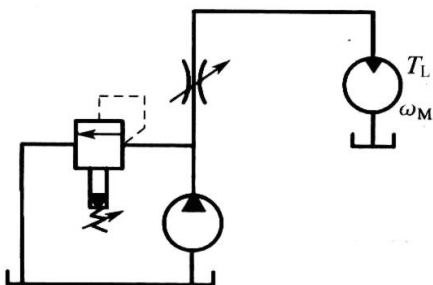


题图 8-2



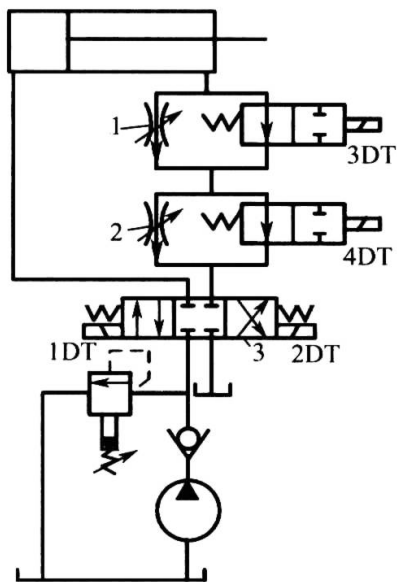
题图 8-3

- 8-4** 在题图 8-4 所示的液压系统中, 已知液压泵的排量  $q_B = 100\text{mL/r}$ , 转速  $n_B = 1500\text{r/min}$ , 容积效率  $\eta_{Bv} = 0.92$ , 溢流阀的调整压力  $p_y = 8\text{MPa}$ ; 液压马达排量  $q_M = 160\text{mL/r}$ , 容积效率  $\eta_{Mv} = 0.89$ , 总效率  $\eta = 0.79$ , 负载转矩  $T_L = 65\text{N}\cdot\text{m}$ 。通过节流阀的通流截面  $A_T = 0.2\text{cm}^2$ 。求通过节流阀的流量; 液压马达的转速和系统的效率。

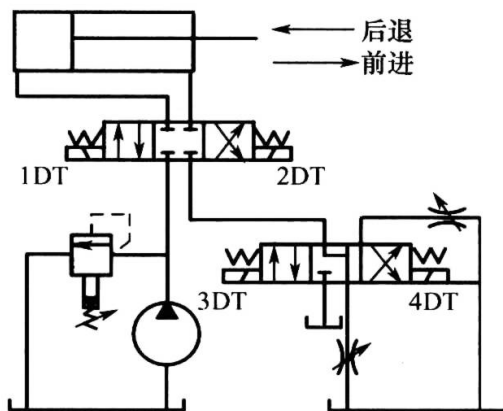


题图 8-4

- 8-5** 题图 8-5 所示的液压系统能实现“快进→1 工进→2 工进→快退→停止”的工作循环。试画出电磁铁动作顺序表,并分析液压系统的特点。
- 8-6** 题图 8-6 所示的液压系统能实现“快进→1 工进→2 工进→快退→停止”的工作循环。试画出电磁铁动作顺序表,并分析液压系统的特点。



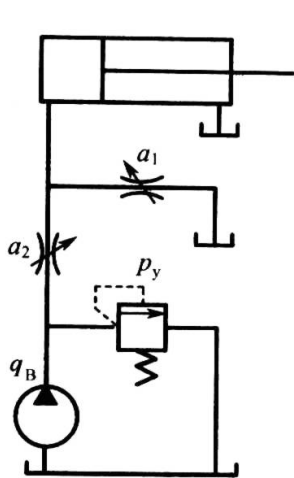
题图 8-5



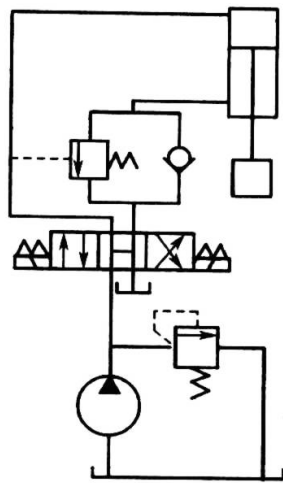
题图 8-6

- 8-7** 题图 8-7 所示的液压回路中, 液压泵的输流量  $Q_B = 10 \text{ L/min}$ , 溢流阀调整压力  $p_y = 2 \text{ MPa}$ , 两个薄壁孔口型节流阀的流量系数均为  $C_d = 0.67$ , 两个节流阀的开口面积分别为  $a_1 = 2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ,  $a_2 = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ , 液压油密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ , 当不考虑溢流阀的调节偏差时, 试求:
- (1) 液压缸大腔的最高工作压力;
  - (2) 溢流阀的最大溢流量。

8-8 试分析题图 8-8 所示的平衡回路的工作原理。



题图 8-7



题图 8-8

## 第 9 章 典型液压系统分析

在阅读、分析和设计液压系统时，除典型液压元件的工作原理和职能符号外，液压系统的油液循环方式、以执行元件为中心的液压回路组合方式等都是必须具备的基本知识。本章主要介绍典型液压系统，以逐步掌握正确分析液压系统的方法，为液压系统的分析和设计作好准备。

### 9.1 液压系统的分类及阅读的基本方法

液压系统定义为由若干液压元件和管路组成、以完成一定动作的整体。液压系统种类繁多，为便于掌握，通常从不同的角度归纳分类：按工作液体循环方式分类，按执行元件类型分类，按系统回路的组合方式分类，按液压泵和执行元件的多少分类等，其中第一、二类方法是最常见的。

#### 9.1.1 按液体循环方式分类

由液压泵和执行元件组成的回路，是液压系统的主体，称为主回路。液压系统的主回路可以是一条，也可以是多条。按照液体在主回路中的循环方式，液压系统可分为开式系统和闭式系统两大类。

##### 1. 开式系统

泵从油箱中吸取油液，执行元件的回液接至具有自由液面的油箱的系统，称开式系统。液压传动课程所介绍的串联和并环节流调速系统，都是开式系统，图 9-1 所示的 MLQ<sub>1</sub>-80 型采煤机牵引部液压系统，也是开式系统。

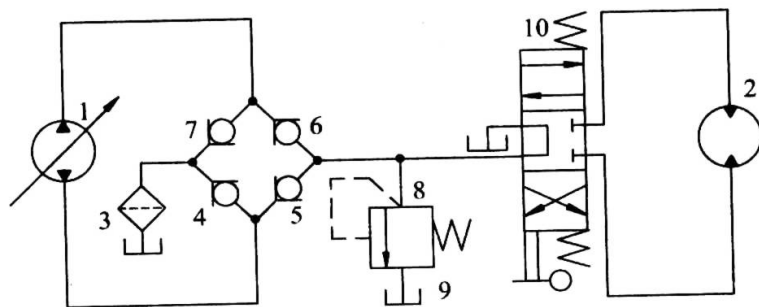


图 9-1 开式系统（MLQ<sub>1</sub>-80 型采煤机牵引部液压系统）

1—主泵（单作用叶片泵）；2—液压马达（双作用叶片马达）；3—滤油器；  
4、5、6、7—单向阀；8—安全阀；9—油箱；10—手动换向阀。

在开式系统中，泵是靠吸液腔形成的真空度自油箱吸液的，故要求泵自吸性能好，否则应采用正压供液或辅助泵供液。采用辅助泵供液时，其流量应为主泵的 1.3 倍左右。开式系统的执行元件的启动、停止和换向是由换向阀控制的。由于油箱是开式系统的工作介质吞吐及贮存场所，所以油液在油箱中可以很好地散热、冷却、沉淀杂质和析出混入的气体。但开式系统需用容积较大的油箱，因而空气与油液的接触面积较大，油液中的空气溶入量也



多，油液易污染和氧化。因而开式系统十分适用于工作环境比较清洁、空间不受限制或较大的场合，如机床液压系统。

开式系统结构简单，成本较低，维护方便。在矿山机械中应用也很广泛。例如液压支架、钻装机、掘进机工作装置等。在液压系统的设计中应优先考虑选用开式系统。

2. 闭式系统

主回路中执行元件的回液管路直接接至主泵吸油口的系统，称闭式系统。图 9-2 为广泛用于矿山机械的典型闭式系统（已简化）。主泵 1 和液压马达 2 组成的主回路是封闭的。液压马达的回液被导入泵的吸液口，泵的输出油液又输送到液压马达的进液口，油液在系统中封闭循环。

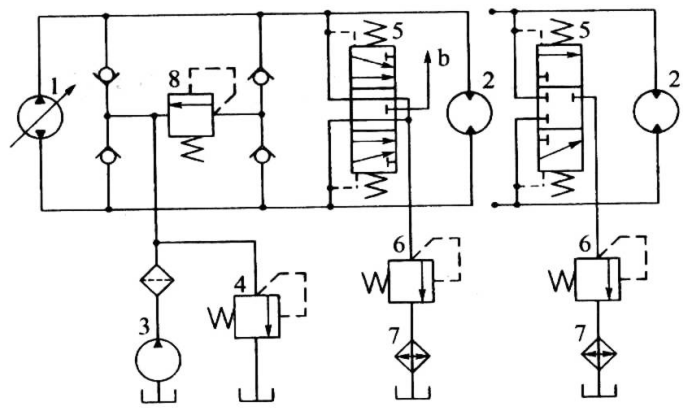


图 9-2 闭式系统

1—变量泵；2—定量马达；3—辅助泵；4—低压安全阀；5—液控换向阀；6—低压溢流阀；7—冷却器；8—高压安全阀。

在闭式系统中，为补充泄漏、进行热交换以及进行低压控制，必须设置辅助泵 3 向主泵供液。辅助泵的流量视系统的容积损失、热平衡要求和低压控制的需要而定，一般为主泵流量的 1/5~1/3。低压回路由低压安全阀 4 进行保护。马达回液侧的一部分热油液经液控换向阀 5（又称导油阀或热交换阀）、低压溢流阀（背压阀）6 及冷却器 7 入油箱。低压溢流阀 6 的调定压力，应小于低压安全阀 4 的调定压力，否则就不能进行冷热油液的交换。图中 8 是高压阀，用以高压保护，b 口提供高压控制油液。当不需要高压控制油液时，可采用三位三通液控换向阀进行热交换，如图 9-2 右侧附加部分所示。

闭式系统，一般都采用双向变量泵来进行调速和换向。

闭式系统油箱容积小、结构紧凑；油液在封闭管道内循环，与空气、灰尘的接触机会少，空气、灰尘不易混入，油液不易污染；回液有一定背压，故传动平稳。但其结构复杂，散热条件差，需要安装冷却器。

闭式系统多用于大功率的旋转运动的传动，例如采煤机牵引部、输送机及绞车的传动装置。

9.1.2 按执行元件类型分类

这也是液压系统的常见分类方法之一。根据执行元件的类型，液压系统可分类如下。

1. 液压泵—液压马达系统

即主回路由液压泵和液压马达构成的系统。旋转运动的机械都采用这种系统。它既可以是开式系统（图 9-1），也可以是闭式系统（图 9-2）。液压马达的数量可以只有一个（图 9-1，图 9-2），也可以是多个（图 9-3）。

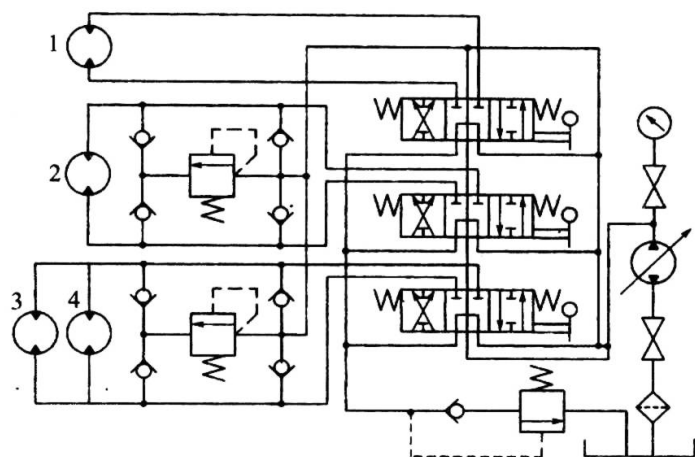


图 9-3 泵—马达系统

图 9-3 为国产某钻装机的液压系统，其中 1 为驱动掏槽钻机的马达，2 为装载钻削下来的岩石的皮带刮板输送机的驱动马达，3、4 为驱动整机行走的马达。这里采用并联多路换向阀，以实现液压马达的单独动作或复合动作。

## 2. 液压泵—液压缸系统

即主回路由液压泵和液压缸组成的系统。凡是作直线往复运动的机械都采用这种系统，其绝大多数均为开式系统，为闭式系统情况是少见的。这种系统可以是单缸系统（如广泛用于机床中的节流调速系统），也可以是多缸系统，如图 9-4 所示的 XYZ 型掩护式支架液压系统。

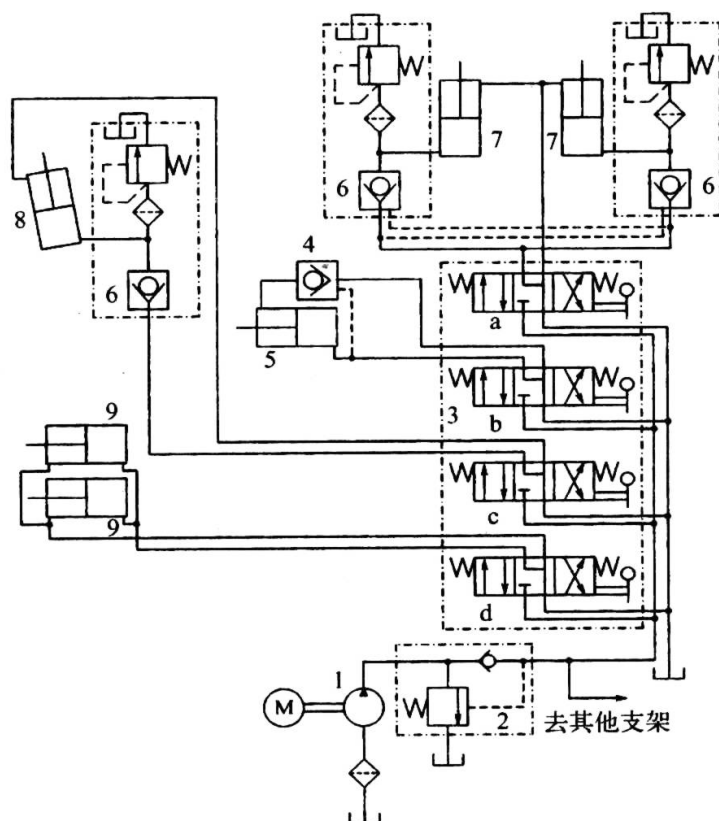


图 9-4 XYZ 型掩护式支架液压系统原理图

1—液压泵（乳化液泵）；2—卸荷阀；3—操纵阀组（多路换向阀组）；4—液控单向阀组；5—推移液压缸；6—控制阀组；7—立柱升降液压缸；8—限位液压缸；9—侧护液压缸。

该系统由六个并联液压缸（两立柱升降液压缸和四个千斤顶）、一个操纵阀组、三个控制阀组等组成。利用 a、b、c、d 四个手把，可控制立柱升降；移架、推溜槽；顶梁上升、下降及侧板伸缩等四组八个动作。操纵时的一般顺序是：降柱→移架→升柱→升顶梁→推溜槽。

3. 混合系统

执行元件既有液压缸又有液压马达的系统称混合系统。图 9-5 为 MK II 型采煤机的辅助液压系统，它是混合系统。液压缸用于调节采煤滚筒高度，液压马达用于翻转挡煤板。

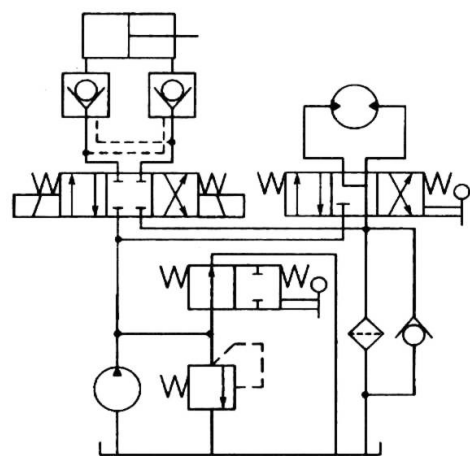


图 9-5 混合系统

9.1.3 按系统的回路组合方式分类

液压系统按一个主泵向一个或多个执行元件供液方式可分为独立系统和组合系统。

1. 独立系统

液压泵仅驱动一个执行元件的系统称独立系统。如图 9-1 所示的开式系统和图 9-2 所示的闭式系统，都是独立系统。

2. 组合系统

液压泵驱动两个或两个以上的执行元件的系统称组合系统。按回路连接不同又可分为。

1) 并联系统

液压泵排出的高压油液同时进入两个或多个执行元件，而它们的回油同时回油箱的系统称为并联系统。图 9-3、图 9-4、图 9-5 都是并联系统。并联系统连接处压力相同。当满载时，连接处的压力（各执行元件的工作压力）等于液压泵的调定压力；非满载时，连接处压力决定于执行元件中的最小负载。执行元件负载不同时，很难实现同时动作。因此并联系统只宜用于外载变化较小或对机构运动要求不严的场合。在并联系统中，液压泵流量等于各执行元件流量之和，即  $Q_B = \sum_{i=1}^n Q_i$ （ $Q_i$  表示第  $i$  个执行元件的流量）；并且任一执行元件负载的变化都会引起系统流量的重新分配。

2) 串联系统

除第一个执行元件的进液口和最后一个执行元件的回液口分别与液压泵和油箱相连外，其余执行元件进、出液口依次相连的系统称串联系统，如图 9-6 所示。图 9-6（a）中的 3 个液压马达（也可以是液压缸）同时动作，图 9-6（b）中的 2 个液压马达（也可是液压缸）可以同时动作，也可单独动作。当执行元件同时动作时，系统的总压力等于各执行元

件压降之和，即  $p_B = \sum_{i=1}^n \Delta p_i$ ；某执行元件的进油量等于前一执行元件的回油量；如果执行元件结构对称，当不计泄漏量时，各执行元件的负载流量相等并且等于液压泵的输出流量。

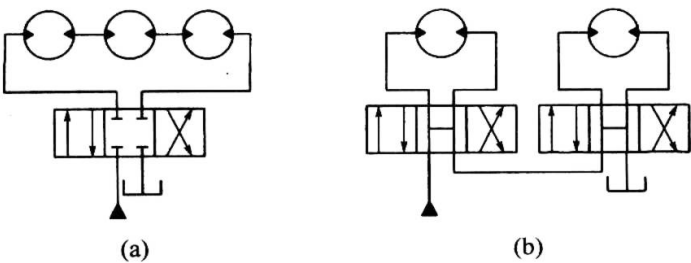


图 9-6 串联系统

(a) 3 液压马达串联；(b) 2 液压马达串联。

由上述所述可知，串联系统的液压泵需要较高的工作压力，否则难以驱动多个执行元件；串联系统的执行元件流量不受负载影响，故运动较平稳。串联系统适用于负载较小而要求速度稳定的装置中。另外液压马达不能与液压缸混合串联，因为液压缸的往复间歇运动会影响液压马达的稳定转动。

### 3) 串并联混合系统

多路换向阀之间进油路串联、回油路并联的系统，称串并联系统。其特点是液压泵在同一时间内只能向一个执行元件供油，如图 9-7 所示。系统中的各执行元件都能以最大能力工作，泵的参数分别由执行元件的最大负载和最大流量来确定。

上述 3 种系统组合而成的系统称复合系统，如串联—并联系统，串联—串并联系统，并联—串并联系统等。复合系统常用于动作比较复杂、各工作机构各有不同特点的场所。图 9-8 为国产 W2-200 型液压挖掘机上的复合系统。它基本上是串联系统，只有液压马达采用串并联系统，其目的是当液压马达回转时将其他回路切断，防止动臂或斗杆液压缸的高压油液反应到液压马达上，在马达排液侧形成高压，使其启动扭矩减小。

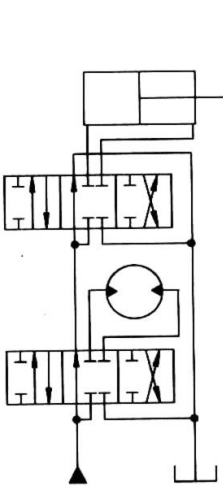


图 9-7 串并联系统

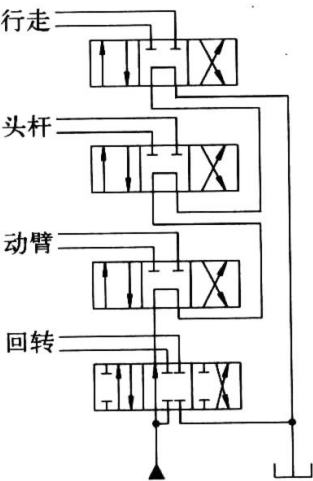


图 9-8 复合系统

液压系统尚有以下分类方法：按液压泵数量多少可分为单泵系统（见图 9-1）、多泵系统（见图 9-2）；按液压泵和执行元件的多少可分为单液压泵—单执行元件系统，单液压泵—多执行元件系统（图 9-6）、多液压泵—单执行元件系统（图 9-2）、多液压泵—多执行元件系统（图 9-9）。图 9-9 为 YYG-80 型液压凿岩机液压系统图，其工作原理是：转钎马达 3 转动钎杆，

同时推进液压缸 4 推动钎杆伸出并冲击液压缸 5 高频冲击钎杆以提高钻削效果。这里冲击液压缸为单独系统，主液压泵 2 与转钎马达 3 和推进液压缸 4 为另一单独系统。

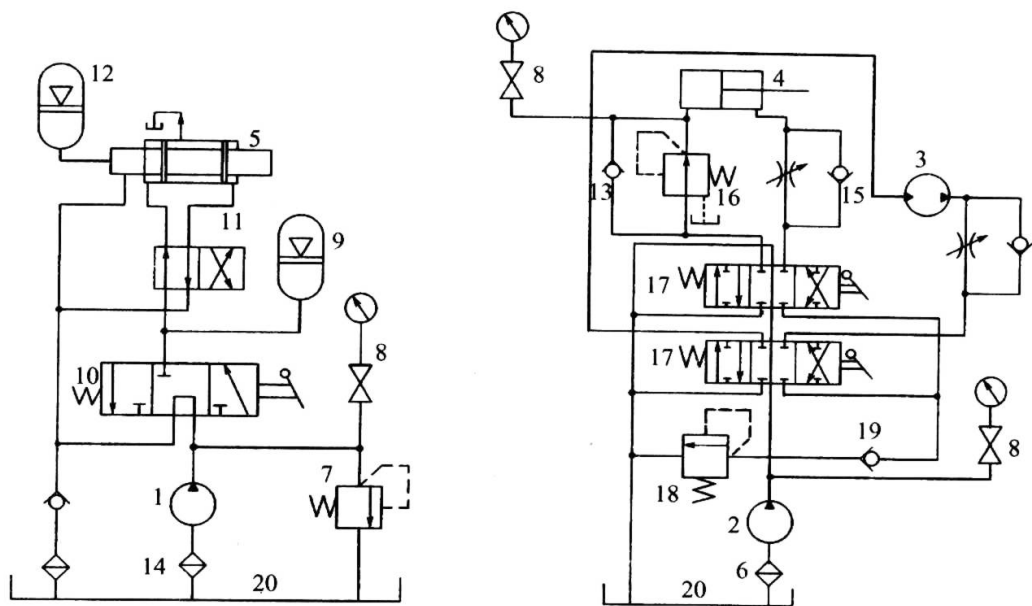


图 9-9 YYG-80 型液压凿岩机的液压系统

1、2—泵；3—转钎马达；4—推进液压缸；5—冲击（钎）液压缸；6—滤油器；7、18—溢流阀；  
8—压力表；9、12—蓄能器；10—操纵阀；11—梭形阀（自动换向）；13、19—单向阀；  
14—冷却器；15—单向节流阀；16—单向减压阀；17—操纵阀组；20—油箱。

### 9.1.4 液压系统阅读的一般方法

对于初步接触液压技术的读者来说，掌握典型元件和典型回路的工作原理并不是困难的，而对于阅读液压系统尤其是复杂的液压系统却感到发怵，这也是很正常的。但是只要认真读懂几个液压系统并总结出阅读的恰当方法，即使对于未见过的复杂的液压系统也不会感到束手无策了。

阅读比较复杂的液压系统，建议大致按以下步骤进行：

- (1) 了解主机的工艺过程及由此对液压系统的动作要求，必要时作笔录。
- (2) 初步浏览整个液压系统，了解系统中包含了哪些元件（由元件职能符号确定），尤其是用了哪些执行元件。
- (3) 将液压系统以执行元件为中心，按主回路分成若干系统单元；当液压源比较复杂时，将它单独划成一个单元。
- (4) 对每一个单元作结构和性能分析，搞清每一液压元件的作用和回路的基本性能。根据主机对这一执行元件的动作要求，参照液压阀的控制装置动作顺序表（有些系统是电磁铁动作顺序表）读懂这一单元。在阀控装置动作顺序表缺乏时，应根据执行元件动作要求，判定进油液路和回油路，反过来推断相关控制阀是怎样动作的，编制出相应的动作顺序表；再根据此表顺序检查执行元件是否实现了预定要求。简言之，要弄清液压泵的输出油液是经过哪些管路和控制元件进入到执行元件的和执行元件的回液是怎样回到油箱的，以及在执行元件运动时，相关控制阀是如何进行控制以使执行元件实现预定动作的。
- (5) 按同样方法阅读其他单元。如果系统比较复杂，可进行等价简化（如交错在一起的回液管路可用单独回液管路代替，控制阀的详细符号用简化符号代替等）；在读懂每一单元





度由调速阀控制。这个系统可实现多种自动工作循环，如快进→工进→停顿（死挡铁停留）→快退→原位停止；快进→一工进→二工进→停顿（死挡铁停留）→快退→原位停止等。上述各种自动工作循环是由电磁换向阀的电磁铁、行程阀的动作顺序决定的。现以二次工作进给的自动工作循环为例说明该系统的工作原理。

表 9-1 列出了液压系统的动作循环表，具体工作情况如下。

表 9-1 YT4543 型动力滑台液压系统的动作循环表

动作名称	信 号 来 源	液 压 元 件 工 作 状 态					
		遥控顺序 阀 20	电磁换向 (先导)阀 7	液动换 向阀 5	电磁换向 阀 8	行程阀 13	
快进	启动，1DT 通电	关闭	左位	左位	右位	下位	
一工进	挡块压下行程阀	打开			左位	左位	上位
二工进	挡块压下行程开关，3DT 通电						
停留	滑台靠着在死挡块上						
快退	压力继电器发出信号，1DT 断电，2DT 通电	关闭	右位	右位	右位	下位	
停止	挡块压下终点开关，2DT 和 3DT 都断电		中位	中位			

1. 快速前进

启动按钮，电磁铁 1DT 通电，电磁换向阀（导阀）7 切换左工位，液动换向阀 5 在控制油液作用下处左工位，这时

进油路：滤油器 1→变量泵 2→管路 6→单向阀 3→管路 4→液动换向阀 5→管路 22→管路 17→行程阀 13 下工位→管路 11→液压缸 10 左腔；

回油路：液压缸 10 右腔→管路 9→液动换向阀 5→管路 19→单向阀 18→管路 17→行程阀 13 下工位→管路 11→液压缸 10 左腔。

由于液压缸 10 的左右两腔都通压力油而形成差动连接回路，这时滑台的负载较小，液压系统的工作压力较低，变量泵 2 输出流量为最大，所以动力滑台快速前进。因为活塞杆的横截面积为液压缸面积的 1/2，所以滑台快速进、退速度大致相等。

2. 第一次工作进给

当滑台快进终了时，控制挡铁压下行程阀 13 使其处上位（断开位），这时油液只能经调速阀 16、二位二通电磁换向阀 8 进入液压缸 10 的左腔，滑台转换为第一次工作进给运动。这时

进油路：滤油器 1→变量泵 2→管路 6→单向阀 3→管路 4→液动换向阀 5→管路 22→管路 17→调速阀 16→二位二通电磁换向阀 8→管路 11→液压缸 10 左腔。

第一次工作进给时变量泵 2 因系统压力升高而输出流量自动减少，同时单向阀 18 被封死，遥控顺序阀 20 开启，这时

回油路：液压缸 10 右腔→管路 9→液动换向阀 5→管路 19→遥控顺序阀 20→背压阀 21→油箱。

工作进给时，系统压力升高，变量泵 2 的输油量自动减小，以适应工作进给的需要，进给量的大小由调速阀 16 调节。

### 3. 第二次工作进给

第二次工作进给的油路与第一次工作进给基本相同。其不同点为：当第一次工作进给终了时，挡铁触动相应的进程开关，发出电气控制信号，使二位二通电磁换向阀 8 的电磁铁 3DT 通电，这时压力油须经调速阀 16、15 进入液压缸 10 的左腔。液压缸右腔的回油路线与第一次工作进给相同，于是动力滑台作第二次工作进给，进给速度大小用调速阀 15 调节（第二次工作进给速度应小于第一次工作进给速度）。

### 4. 死挡铁停留

当滑台第二次工作进给终了时被死挡铁挡死而停止运动。这时液压缸 10 左腔油液的压力进一步升高，使压力继电器 14 动作，发出电气控制信号给时间继电器（其停留时间由时间继电器控制）。设置死挡铁可以提高工作台停留时的位置精度。

### 5. 快速退回

时间继电器延时后发出信号，使电磁铁 1DT、3DT 断电，2DT 通电，这时电磁换向阀（导阀）7 切换右工位，控制油液使液动换向阀 5 切换右工位，此时，由于滑台返回时负载小，系统压力较低，变量泵 2 的流量又自动增至最大，则动力滑台快速退回。这时

进油路：滤油器 1→变量泵 2→管路 6→单向阀 3→管路 4→液动换向阀 5→管路 9→液压缸 10 右腔；

回油路：液压缸 10 左腔→管路 11→单向阀 12→管路 17→换向阀 5→管路 19→油箱。

当动力滑台快退一定路程后（即达到一工进的起点位置），行程阀 13 松开，使回油路更为畅通，但不会影响快速退回的速度。

### 6. 原位停止

当动力滑台快速退到原位时，挡铁压下终点行程开关，它发出电气控制信号，使电磁铁 2DT 断电，电磁换向阀（导阀）7 和液动换向阀 5 重新回到中位，滑台停止运动，这时，变量泵 2 经液控换向阀 5 中位卸荷。

## 9.2.3 系统的特点

液压系统主要采用了下列基本回路：限压式变量泵和调速阀组成的容积节流调速回路；差动连接快速回路；电液换向阀控制的换向回路；行程阀和电磁换向阀控制的速度换接回路；串联调速阀构成的二次进给回路。这些基本回路就决定了系统的主要性能，其特点如下：

（1）采用限压式变量泵和调速阀构成的容积节流调速回路，能使滑台得到稳定的低速运动和较好的速度—负载特性。为了改善滑台运动的平稳性，并能承受一定的载荷，在回油路中增加了背压阀。

（2）采用限压式变量泵和调速阀、行程阀进行速度换接和调速，在快进转工进时速度换接平稳，同时调速阀可起加载作用，在刀具接触工件之前就使进给速度变慢，因此不会引起刀具和工件的突然碰撞。

（3）采用限压式变量泵，快进转工进后没有溢流造成的功率损失，系统的效率较高。又因为使用了差动连接快速回路，使能量的利用更为经济合理。

（4）在半自动循环中，采用了“死挡铁停留”，适用于镗阶梯孔、镗孔和镗端面等工序使用。

（5）由于采用了调速阀串联的二次进给进油节流调速方式，可使启动和进给速度转换时的前冲量较小，并便于利用压力继电器发出信号进行自动控制。

## 9.3 压力机液压系统

### 9.3.1 概述

液压机是广泛用于金属锻压、冷挤压、粉末冶金以及金属、橡胶和塑料等成型制品加工的压力机械，也是最早应用液压技术的机械之一。按工作介质可分为水压机和油压机两种。液压机的类型很多，其中四柱式液压机最为典型，应用也最广泛。本节以 YA32-200 型四柱万能液压机为例，说明液压机的一般工作特征。该机最高工作压力为 32MPa，最大压制力为 200kN，主机为三梁四柱式结构，上滑块由四立柱导向、上液压缸驱动，实现“快速下行→慢速加压→保压延时→快速回程→原位停止”的动作循环；下液压缸布置在工作台中间孔内，驱动下滑块实现“向上顶出→向下退回（浮动压边下行）→原位停止”的动作循环，如图 9-11 所示。

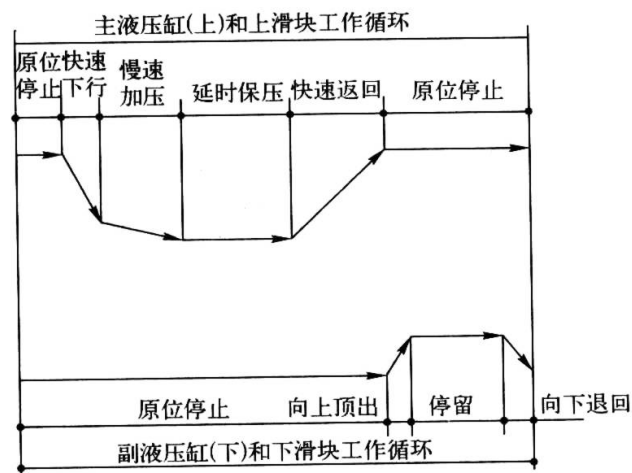


图 9-11 YA32-200 型液压机工作循环图

### 9.3.2 液压系统工作原理

YA32-200 型液压机的液压系统工作原理如图 9-12 所示。这是一个由双泵双执行元件组成的开式（串并联）容积调速系统，其中主泵 1 为恒功率变量泵，辅助泵 2 为低压小流量定量泵，专门向系统提供压力控制油液。这是一个双缸顺序动作系统，并不复杂，在读图时，可分成主缸和顶出缸两个单元。参看表 9-2 和图 9-12，现将两缸的工作循环分述如下：

#### 1. 主液压缸（上缸）工作循环

##### 1) 快速下行

电磁铁 2DT 和 5DT 通电，电液换向阀 6 和电磁换向阀 8 均换至右工位，后者使液控单向阀 9 打开。此时主缸进回液路区畅通。

进油路：主泵 1→电液换向阀 6→单向阀 13→液压缸 16 上（无杆）腔；

回油路：主液压缸 16 下（有杆）腔→液控单向阀 9→电液换向阀 6→电液换向阀 21（中位）→油箱。此时主液压缸滑块 22 因自重而快速下降，主泵 1 全部流量尚不能满足快速要求的流量，主液压缸 16 上腔形成局部真空，呈泵工况，油箱 15（置于液压缸顶部）中油

液在大气压力下经充液阀 14 充入，避免了上述不利现象产生。

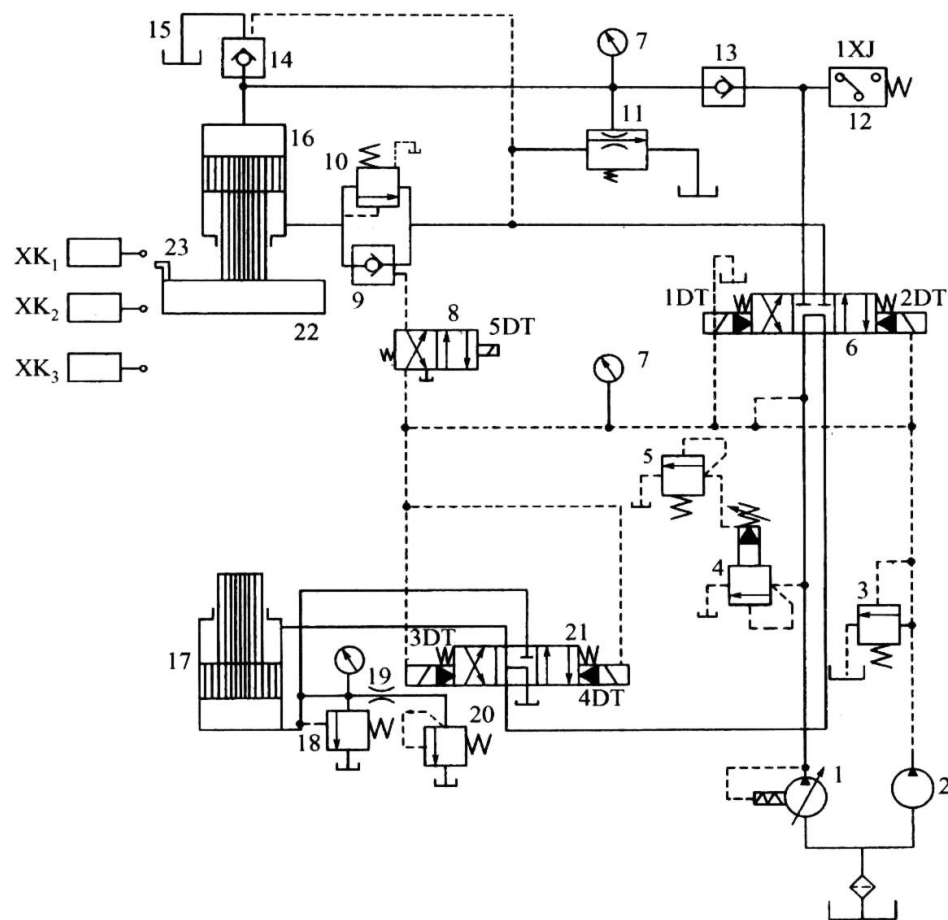


图 9-12 YA32-200 型四柱万能液压机液压系统原理图

1—恒功率变量泵；2—定量泵；3、4—溢流阀；5—远程调压阀；6、21—电液换向阀；7—压力表；8—电磁阀；  
9—液控单向阀；10—顺序阀；11—卸荷阀（带阻尼孔）；12—压力继电器；13—单向阀；14—充液阀（带卸荷阀芯）；  
15—充液箱；16—主缸；17—顶出缸；18—溢流阀；19—节流器；20—背压阀；22—滑块；23—挡铁。

表 9-2 YA32-200 型液压机工作循环及换向阀和电磁铁动作顺序表

动作名称		信号来源	换向滑阀工作状态			电磁铁动态状态				
			电液换向 阀 6	电磁换 向阀 8	电液换 向阀 21	1DT	2DT	3DT	4DT	5DT
主 液 压 缸	快速下行	2DT 和 5DT 通电	右位	右 位			+			+
	慢速加压	挡铁行程开关 XK2,5DT 断电		常 态						-
	保压延时	压力继电器 12 发信号, 2DT 断电	中位				-			
	快速回程	压力继电器 12 发信号, 1DT 通电	左位			+				
	停止	行程开关 XK1 发信号, 1DT 断电	中位			-				
副 液 压 缸	向上顶出	3DT 通电			左 位			+	-	
	停留	活塞触及缸盖, 同时 3DT 通电			右 位			+	-	
	向下退回	3DT 断电, 4DT 通电			右 位			-	+	
	停止	4DT 断电						-	-	



## 2) 慢速接近工件和逐步加压

挡铁 23 压下行程开关  $XK_2$  时, 电磁铁 5DT 断电, 电磁换向阀 8 处常态 (图示位置), 液控单向阀 9 关闭, 主液压缸 16 下腔回液经顺序 (背压) 阀 10→电液换向阀 6→电液换向阀 21 (中位)→油箱。进油路同前。顺序 (背压) 阀 10 使下腔建立起背压, 滑块靠自重不能下降, 主泵 1 供给的压力油使之下行。这时上腔压力升高, 充液阀 14 关闭, 活塞速度降低。当滑块慢速接触工件时, 阻力 (负载) 急剧增加, 主泵 1 工作压力急剧升高, 排量自动减小, 主缸活塞速度进一步降低, 以极慢的速度对工件加压。

## 3) 保压延时

当主液压缸 16 工作压力达到预定值时, 压力继电器 12 发出电气控制信号, 电磁铁 2DT 断电, 电磁换向阀 6 复中位, 主液压缸 16 进回液腔封闭, 主泵 1 经电液换向阀 6 和电磁换向阀 21 中位卸载。保压时间可由压力继电器 12 控制的时间继电器调节 (图中未画出)。

## 4) 快速回程

保压结束后, 时间继电器发出信号使电磁铁 2DT 断电, 1DT 通电 (当定程压制成型时可由行程开关  $XK_3$  发信号), 电液换向阀 6 切换至左位, 同时进油路控制油液使充液阀 14 打开, 为主液压缸 16 退回做好准备。这时

进油路: 主泵 1→电液换向阀 6→液控单向阀 9→主液压缸 16 下腔 (有杆腔);

回油路: 主液压缸 16 上腔 (无杆腔)→充液阀 14→油箱。

需要说明的是, 电液换向阀 6 切换左位时, 主液压缸 16 还未泄压时, 上腔压力很高, 卸荷阀 11 (带阻尼孔) 呈开放状态, 主泵 1 的输出油液经此阀阻尼孔回油箱, 这时主泵 1 工作压力较低, 不足以使主缸回程, 但可使充液阀 14 开启, 使主液压缸 16 上腔释 (卸) 压; 当主缸上腔压力降到定值时, 卸荷阀 11 关闭, 此时主泵 1 才开始向主液压缸 16 下腔供液, 主液压缸快速回程。

## 5) 停止

主液压缸 16 位于其反向行程末端时, 挡铁下压行程开关  $XK_1$ , 电磁铁 1DT 断电, 电液换向阀 6 (M 型换向阀) 处中位, 主液压缸 16 被锁而停止。主泵 1 此时处于卸荷 (载) 状态。在使用中, 可随时手动控制 1DT 断电, 使主液压缸 16 随时处于停止状态。

## 2. 副液压缸 (下) 工作循环

主液压缸 16 停止运动后, 副液压缸 (下) 17 才能进入工作循环, 因而这是串并联系系统, 实现两缸运动互锁。

(1) 向上顶出。电磁铁 3DT 通电, 电液换向阀 21 处左位, 这时

进油路: 主泵 1→电液换向阀 6→电液换向阀 21→副液压缸 17 下腔 (无杆腔);

回油路: 副液压缸 17 上腔 (有杆腔)→电液换向阀 21→油箱。

(2) 停留。停留的目的在于取出成品工件。副液压缸 17 向上顶出时, 当活塞触及缸盖时, 处于停止状态。此时主泵 1 输出流量很小, 仅满足系统泄漏量, 但工作压力都很高, 因而输出功率很小, 处于卸荷 (载) 状态。

(3) 向下退回。4DT 断电, 3DT 通电, 电液换向阀 21 处右位, 这时

进油路: 主泵 1→电液换向阀 6→电液换向阀 21→副液压缸 17 上腔;

回油路: 副液压缸 17 下腔→电液换向阀 21→油箱。

(4) 停止。3DT 和 4DT 均断电, 副液压缸 17 回油路被封死而停止运动, 主泵 1 经电液

换向阀 6 和电磁换向阀 21 中位卸荷。

9.3.3 液压系统的特点

- (1) 系统使用了高压大流量恒功率变量泵供液，既符合工作要求，又能充分发挥机器的效益。
- (2) 利用主缸活塞快速下降使主缸自动充液，减少对主泵的流量要求。
- (3) 主缸利用单向阀保压，为减少工艺转换过程的液压冲击，设置了释（卸）压回路。
- (4) 主副缸的运动实现互锁，这是一种安全措施。但是在拉伸操作中，为实现“浮动压边”工艺，这时可使 3DT 通电后再断电，副缸活塞在主活塞作用下被迫下行，副缸回液经节流器（阀）19 和背压阀 20 回油箱。溢流阀 18 是安全阀，当节流器（阀）19 阻塞时开启，起保护作用。
- (5) 采用专用液压泵提供压力控制油液。控制压力大小由溢流阀 3 调定。

9.3.4 YB32-200 型压力机液压系统简介

YB32-200 型压力机适用范围及工作循环特点与 YA32-200 型压力机相同（参看图 9-12），但液压系统略有差异（图 9-13）。

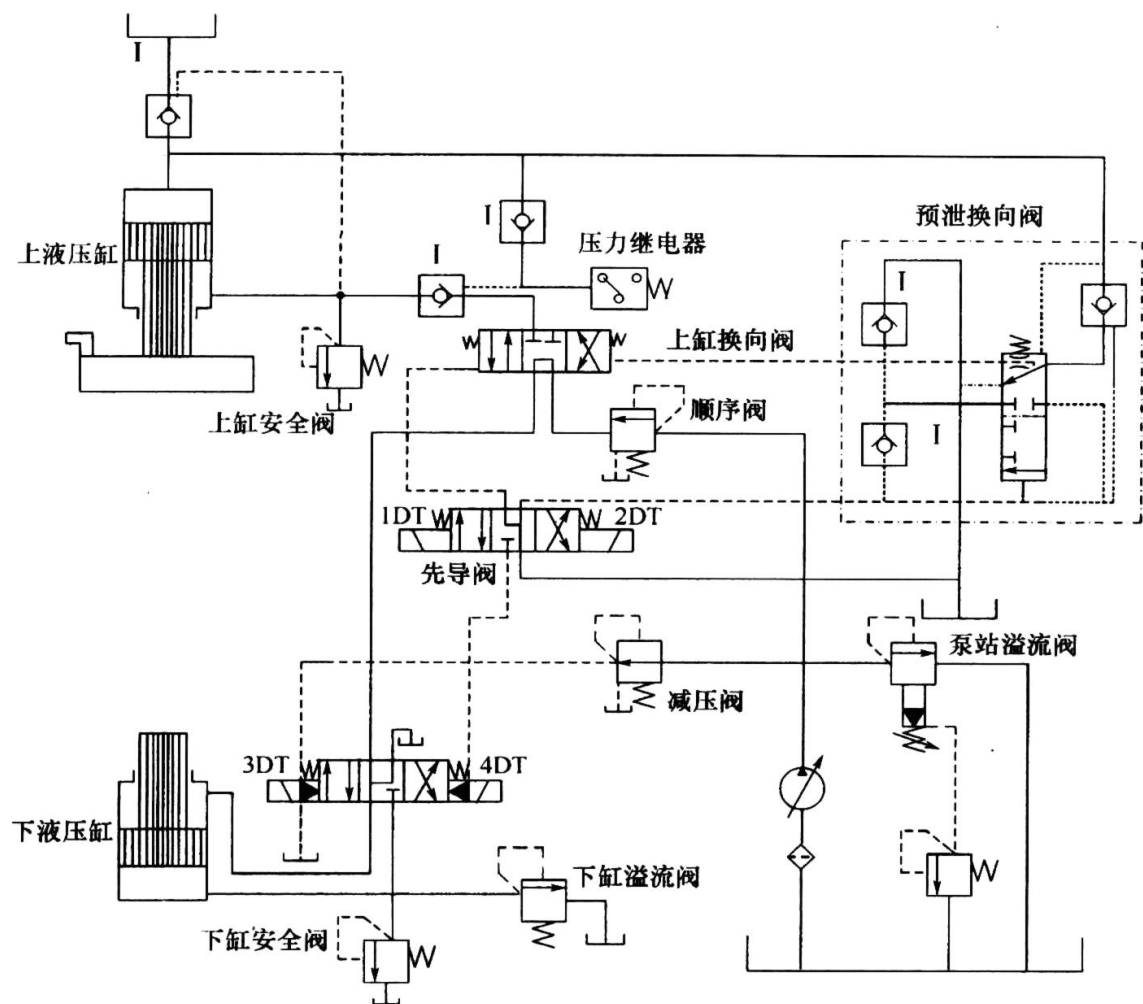


图 9-13 YB32-200 型液压机液压系统图

- (1) 系统使用一个高压大流量液压泵，其工作压力由泵站溢流阀调定，主泵卸载是通过顺序阀实现的（2.5MPa），可使控制油路保持预定的控制压力（2MPa）。

- (2) 低压控制油液是靠并联在分路上的减压阀提供的。
- (3) 采用了专用预卸荷换向阀以保证液压机换向平稳，不产生换向液压冲击和噪声。
- (4) 主副液压缸各有一个安全阀进行过载保护。
- YB32-200 型液压机的液压系统的动作循环可参看表 9-3，具体工作情况请读者分析。

表 9-3 YB32-200 型液压机液压系统的动作循环表

动作名称		信 号 来 源	液 压 元 件 工 作 状 态							
			先导阀	上缸换向阀	下缸换向阀	预泄换向阀				
上滑块	快速下行	1DT 通电	左位	左位	中位	上位				
	慢速加压	上滑块接触工件								
	保压延时	压力继电器使 1DT 断电	中位	右位		下位				
	泄压换向	时间继电器使 2DT 通电	右位							
	快速返回									
	原位停止	上滑块压行程开关使 2DT 断电	中位	中位	右位	上位				
下滑块	向上顶出	4DT 通电					中位	中位	左位	
	停留	下活塞触及液压缸盖								
	向下退回	4DT 断电，3DT 通电								中位
	原位停止	3DT 断电								

## 9.4 磨床液压系统

### 9.4.1 概述

磨床工作台的运动是一种连续往复直线运动，它对调速、运动平稳性、换向精度、换向频率都有较高要求，因而广泛采用液压传动。磨床是一种精密加工机床，对液压系统有着较高的要求。

#### 1. 调速范围和工作平稳性

工作台往复直线运动是实现工作纵向进给的，要求在（0.06～6）m/min 范围内无级调速，并且在（10～30）mm/min 低速下无爬行，速度高于 30m/min 时无冲击。

#### 2. 换向制动、起步平稳及换向精度

为防止惯性冲击影响加工精度和表面粗糙度，工作台换向时制动与起步应平稳迅速。内外圆磨床为适应磨削阶梯轴和盲孔的需要，换向点（位置）要求精确，以防止砂轮碰撞工件造成事故。通常在相同速度（速度不变）下的换向位置误差不大于 0.03 mm，在变速下换向位置误差不大于 0.3mm。平面磨床对换向精度要求较低，但要求换向时无冲击。

#### 3. 端点停留

平面磨床工作台在换向时的端点停留时间几乎为零，内外圆磨床要有一定的端点停留时间，应能在（0～5）s 内调整。

#### 4. 抖动

外圆磨床横磨（切入式磨削）时，砂轮宽度大于工件，为提高磨削效率和工作表面质量，使砂轮磨损均匀，要求工作台能够实现短行程（（1～3）mm）、频繁（（100～150）

次/min) 的直线往复运动 (抖动)。

5. 温升要求

磨床工作台液压系统由于其轻载和小功率特点，多采用节流调速，且液压系统一般置于机床床身内，系统节流而造成的能量损失，会使油液温度升高，机床产生热变形而影响机床加工精度。因而作为精密机械的磨床，对液压系统的温升要求严格，一般要求为 10℃~20℃，精度高的磨床要求在 5℃ 以下。

6. 安全和互锁

为保证操作安全，工作台液压驱动和手动操作应能互锁。在装卸和测量工件时，砂轮架应快速退回，确保安全。磨削开始时，砂轮架应快速前进并有很高的复位精度和运动平稳性。对于内外圆磨床，为保证操作安全，必须只有在砂轮架快速退回时，尾架顶尖才能松开和退回。

9.4.2 平面磨床液压系统

平面磨床为精加工机床，磨削力及变化量不大，工作台往复速度较高，调速范围较广，要求换向灵敏迅速，冲击小，但对换向精度要求不高。

图 9-14 为 M7120A 型平面磨床液压系统。它能实现工作台往复运动、磨头进给运动及

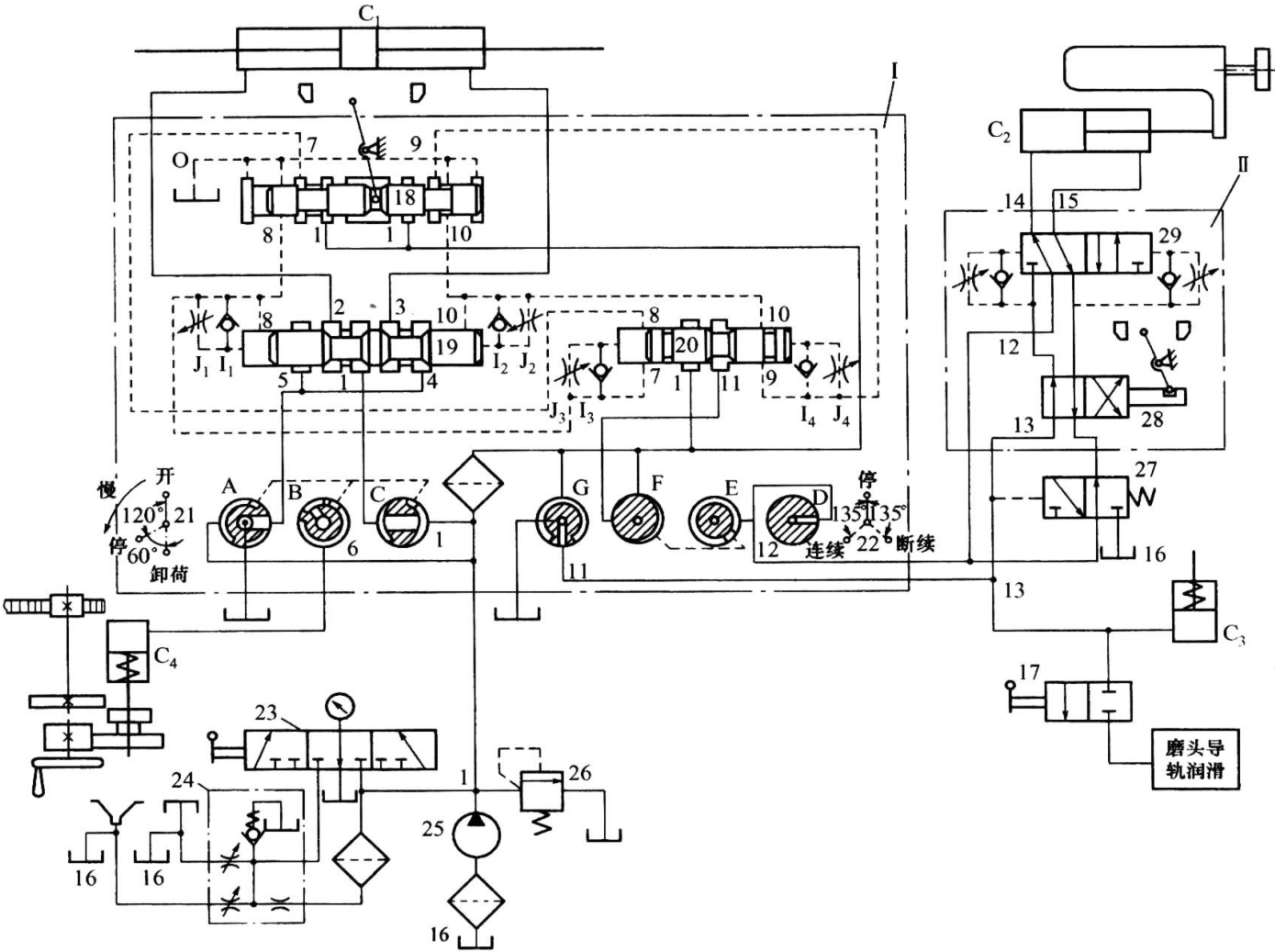


图 9-14 M7120A 型平面磨床液压系统

C<sub>1</sub>~C<sub>4</sub>—液压缸；J<sub>1</sub>~J<sub>4</sub>—节流阀；I<sub>1</sub>~I<sub>4</sub>—单向阀；1~15—管路；16—油箱；17—手动换向阀；18—机动先导阀；19、28、29—换向阀；20—进给阀；21—开停阀；22—进给选择阀；23—压力表开关；24—润滑油路稳定器；25—齿轮泵；26—溢流阀；27—互通阀。

导轨润滑。该系统由工作台操纵箱 I、磨头进给操纵箱 II 及液压源（齿轮泵 25 和溢流阀 26 等）组成，因此在分析液压系统工作原理时可分为如上三部分，其中工作台操纵箱控制工作台往复运动的回路是液压系统的主体回路。齿轮泵 25、溢流阀 26、压力表开关 23、润滑油路稳定器 24 构成的回路的功能和工作原理都比较简单，读者可自行分析。这里主要介绍工作台往复运动和磨头进给回路的工作原理。

### 1. 工作台往复运动

工作台往复运动是由开停阀 21 和工作台操纵箱 I 联合作用而实现的，其中开停阀 21 是一个转阀，它有 A、B、C 三个截面，三个截面通过轴向槽互通（图中用虚线表示）；工作台操纵箱 I 是由液控换向阀（主阀）19、机动先导阀 18、给进阀 20 组成的连续换向回路（可参看第 8 章中连续换向回路内容），其作用是实现工作台的往复运动。工作台的运动、停止和系统卸载则由开停阀 21 的位置决定。

#### 1) 工作台油路

如图 9-14 所示，开停阀 21 处“开”的位置，齿轮泵 25 输出的压力油→开停阀 21 的 C 面→管路 1→液动换向阀 19→管路 2→工作台液压缸  $C_1$  左腔；工作台右行，液压缸  $C_1$  右腔回油→管路 3→液动换向阀 19→管路 4→开停阀 21 的 A 面→油箱。液压缸  $C_1$  反向运动时，进回油路交换。

#### 2) 工作台速度控制

液压缸  $C_1$  运动速度由开停阀 21 控制。开停阀 21 手柄位于垂直位置时，其 A 和 C 面的偏心三角节流槽处最大开度，工作台运动速度最高；如果将开停阀 21 的手柄逆时针旋转，其 A、B 和 C 面同轴转动，三角节流槽开度变小，工作台速度随降低。调节开停阀 21 手柄角度，可调节工作台往复运动速度。

#### 3) 工作台制动、换向和停留

工作台（液压缸  $C_1$ ）右行，挡铁碰到换向拔杆，推动先导阀 18 的阀芯左移，齿轮泵 25 输出的压力油经滤油器→管路 1→机动先导阀 18→管路 9→单向阀  $I_4$ →进给阀 20 右端，推动进给阀 20 的阀芯左移，进给阀 20 左端回油→管路 7→机动先导阀 18→油箱；由于回油无阻力，进给阀 20 快移。当进给阀 20 的阀芯左移到阀左端使油口 8 和 7 封死时，阀芯右端环形槽使油口 9 和 10 接通，这时进给阀 20 左端回油→节流阀  $J_3$ →机动先导阀 18→油箱，进给阀 20 向左慢移；此时控制压力油→管路 9→进给阀 20 右端环形槽→管路 10→单向阀  $I_2$ →液动换向阀 19 右端，使其阀芯左移，其左端回油→管路 8→机动先导阀 18→油箱，由于回油无阻力，液动换向阀 19 快跳，其制动锥迅速切换管路 1 和 2 之间油路，工作台制动。液动换向阀 19 快跳到中间位置后，工作台液压缸  $C_1$  的油路开始交换，当液动换向阀 19 的阀芯正好将油口 8 封死时，液动换向阀 19 左端回油→节流阀  $J_1$ →机动先导阀 18→油箱，液动换向阀 19 向左慢移，这时工作台亦开始起步向左运动。调节节流阀  $J_1$  和  $J_2$  的开度，可调节工作台起步时间，使工作起步平稳。当工作台从左端向右运动时，制动和换向情况与上述相似，不另述。

#### 4) 工作台手动与自动控制互锁

工作台的手动控制是依靠手摇液压缸  $C_4$  实现的。工作合作自动往复运动时，来自齿轮泵 25 的压力油液经过开停阀 21 的 A 和 C 面的轴向槽流向截面 B，经过管 6 流入液压缸  $C_4$  无杆腔，使啮合齿轮副脱开，手摇机构不起作用，避免工作台运动时带动手轮旋转伤人。将开停阀 21 的手柄从图示位置逆时针转动  $120^\circ$ ，置于停车位置，来自齿轮泵 25 的压力油液



被开停阀 21 的 C 和 A 面封死，而管路 1 和 5 经开停阀 21 的轴向槽接通，使液压缸  $C_1$  两腔互通，工作台停止运动。这时手摇液压缸  $C_4$  无杆腔释压，被压缩的弹簧使活塞杆反向（图示向上）移动，使齿轮副啮合，这时可通过手轮、齿轮副和齿条摇动工作台。手摇液压缸  $C_4$  的回油路径为： $C_4$  无杆腔回液→管路 6→开停阀 21 的截面 B 和 A 的轴向孔→油箱。开停阀 21 处停车位置时，系统仍保持压力，除工作台外，其他部分仍可工作，如导轨润滑，磨头往复动作修整砂轮或调整行程。

## 2. 磨头工作过程

### 1) 组件构成

磨头的横向进给是靠进给阀 20（图中的主阀 19 右侧处）和磨头操作箱 II（机—液换向阀，序号 28 和 29）联合作用实现的，其运动状态由进给选择阀 22 所示的连续进给、断续进给和停止进给三个位置来决定。在进给选择阀 22 的四个截面中，截面 D 和 G 通过中心孔互通，中心孔通回油（油箱），截面 E 和 F 以轴向槽互通。

### 2) 手摇液压缸 $C_3$ 控制

进给选择阀 22 手柄置中间“停”位置（图示手柄在上部），磨头手摇液压缸  $C_3$  大腔回液→管路 13→进给选择阀 22 的截面 G→油箱；同时互通阀 27 左端释压（回油），它在弹簧作用下处图示位置，磨头液压缸  $C_2$  两腔互通，且与油箱相接。此时，手工摇动磨头可作横向运动。

### 3) 磨头液压缸 $C_2$ 进给连续控制

将进给选择阀 21 的手柄逆时针转动  $135^\circ$  而扳至连续位置，来自齿轮泵 25 的压力油液经滤油器流过进给选择阀 22 截面 F 的三角节流槽→截面 E→磨头操纵箱→磨头液压缸  $C_2$ ；同时，压力油液经过进给选择阀 22 的截面 G→管路 13→磨头手摇液压缸  $C_3$  大腔和互通阀 27（液控二位阀）左端，磨头手摇机钩脱开，同时互通阀 27 处左位而切断互通油路，使磨头液压缸  $C_2$  有杆腔回液到油箱，使磨头在压力油作用下连续运动。操纵磨头先导阀 28 的拔杆（手动或机动），使液动换向阀 29 向左或向右运动，从而使磨头前进或后退。

磨头前进时进油路：来自管路 13 的控制压力油液使互通阀 27（液控二位阀）处左位，并且经过先导阀 28 和管路 13 作用在液控阀 29 的左端，其右端回油经先导阀 28 和互动阀 27（已处左位）回油液，故液控阀 29 处左位；这时来自管路 12 的压力油液→液控阀 29→管路 14→液压  $C_2$  左腔，磨头前进，液压缸  $C_2$  回油→管路 15→液控阀 29→先导阀 28→互动阀 27→油箱。当挡铁拨动先导阀 28 的拔杆时其处右位时，来自管路 13 的控制压力油液作用在液控阀 29 右端，其左端油液经先导阀 28→互动阀 27→油箱，液动阀 29 换向而处右 2 位，液压缸  $C_2$  进回液腔交换，带动磨头退回。

### 4) 磨头液压缸 $C_2$ 断续控制

使进给选择阀 22 的手柄顺时针转动  $135^\circ$  而处“断续”位置时，压力油液只有通过进给阀 20 且使管路 1 和 11 接通后，才能进入磨头操纵箱，使磨头断续进给。工作台（液压缸  $C_1$ ）在左右端点换向时，进给阀 20 左移或右移，管路 1 和 11 才能接通，使磨头断续进给。调节进给阀 20 两端的节流阀，可控制其位移速度，即控制油路 1 和 11 的接通时间，可改变磨头横向进给量。利用进给选择阀 22 的 F 截面上三角节流槽进行节流调速，使磨头速度在  $(0.3\sim 3) \text{ m/min}$  可调整。

## 3. 系统停止工作

当开停阀 21 由图示位置逆时针转动  $180^\circ$  而处于“停”位置时，从齿轮泵 25 输出的油液和工作台液压缸  $C_1$  两腔都经过开停阀 21 与油箱相接，系统卸载，一切运动均停止。

### 9.4.3 万能外圆磨床液压系统

万能外圆磨床是一种可以磨削外圆、加上附件又可磨削内圆的精密机床。外圆磨床所需的运动，除工件和砂轮的旋转外，其余运动都是靠液压系统完成的。工作台的往复直线运动，砂轮架横向快速进退及周期进给运动等都与平面磨床要求是相同或相似的，但其换向精度要求更高，换向端点的停留时间可调节，工作台在短行程下高频换向（抖动）。

图 9-15 为 M1432A 型万能外圆磨床液压系统，可分为工作台控制回路、砂轮与尾架控制回路、液压源和其他辅助回路三部分。这里仅介绍前两回路工作情况，其他读者不难分析。

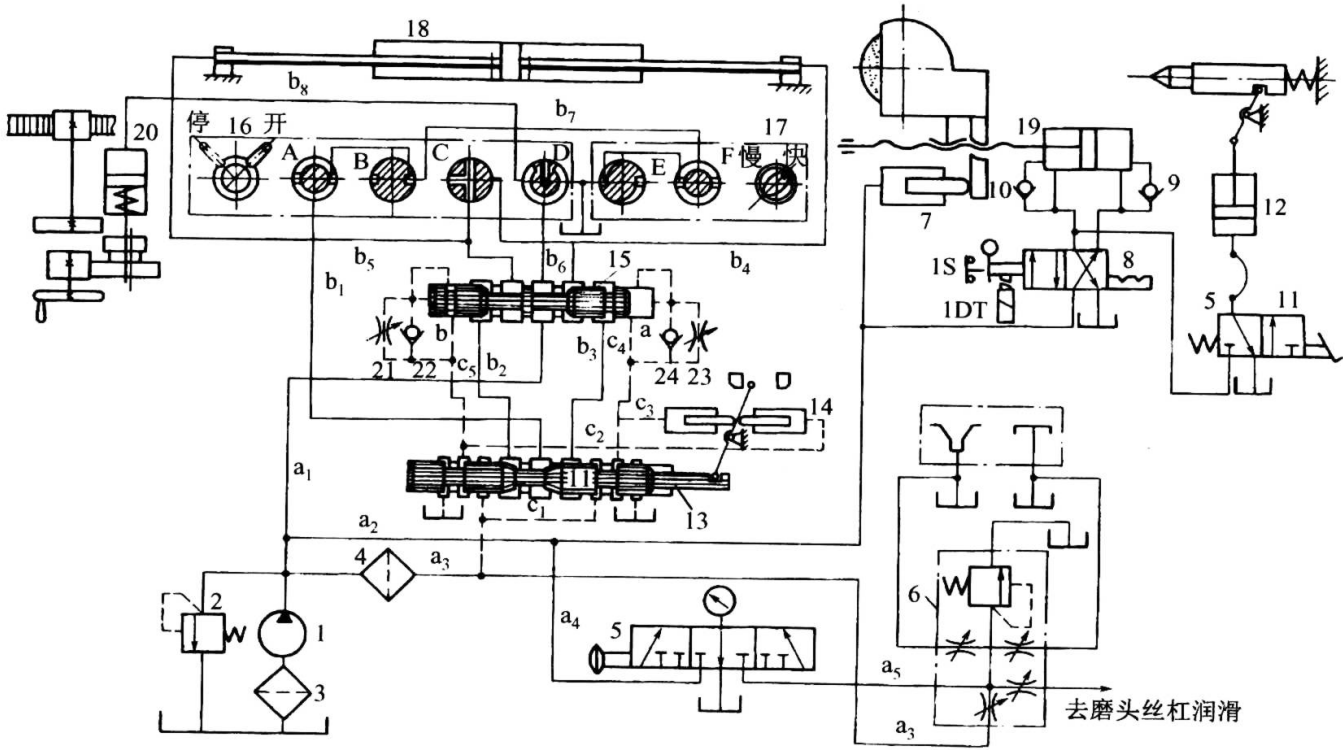


图 9-15 M1432A 型万能外圆磨床液压系统

1—液压泵；2—溢流阀；3、4—滤油器；5—压力表开关；6—润滑油稳定器；7—闸缸；8—手动换向阀；9、10、22、24—单向阀；11—脚踏换向阀；12—尾架缸；13—机动先导阀；14—抖动液压缸；15—液压换向（主）阀；16—开停阀；17、21、23—节流阀；18—工作台液压缸；19—砂轮架液压缸；20—手摇液压缸； $a_1 \sim a_5$ 、 $b_1 \sim b_8$ 、 $c_1 \sim c_5$ —管路。

#### 1. 工作台往复运动

##### 1) 基本结构

工作台纵向直线往复运动的开停、调速、换向、换向端点停留及抖动等动作由液压操纵箱控制，它由开停阀 16、节流阀 17、机动先导阀 13、液控换向阀 15 和抖动液压缸 14 等构成。开停阀 16 为转阀，它有 A、B、C、D 四个截面，A、B 两截面用轴向槽连通，用以控制工作台的往复运动，截面 C 可控制液压缸 18 两腔油路的断开或接通，使其运动或停止，截面 D 可使工作台液动与手动控制互锁。节流阀 17 是通过改变主回液路通流面积大小来调节工作速度的。

##### 2) 工作台启动

当开停阀 16 处图示“开”位，其 D 截面处通位，来自液压泵 1 的压力油液→管路  $a_1$ →液控换向阀 15→管路  $b_6$ →D 截面→管路  $b_8$ →手摇液压缸 20 上腔，使啮合齿轮副脱离啮合，手动机构不起作用，以保证操作安全。由于液动换向阀 15 为 P 型，且经机动先导阀 13 回

油箱通道  $b_2$  和  $b_3$  被封闭, 开停阀 16 的 C 截面处图示状态, 液压缸 18 两腔管路  $b_4$  和  $b_5$  均为高压油, 液压缸 18 处待命状态。这时抖动液压缸 14 两侧管路  $c_3$  和  $c_4$  均无高压油液, 处自由状态。这时操纵机动先导阀 13 的拔杆, 使阀芯左移; 高压控制油液→滤油器 4→管路  $a_3$ →管路  $c_1$ →机动先导阀 13→管路  $c_4$ →单向阀 24→液控换向阀 15 右端 a 腔, 使其阀芯左移; 其左侧回油经节流阀 21→管路  $c_5$ →机动先导阀 13→油箱; 同时抖动液压缸 14 的左缸经管路  $c_3$  接高压油液, 右腔低压腔经管路  $c_2$  与油箱相接, 拔杆被锁定。

由于液控换向阀 15 的阀芯控制左移, 液压泵 1 输出的高压油液→管路  $a_1$ →液控换向阀 15→管路  $b_5$ →液压缸 18 右腔, 由于活塞杆固定, 液压缸带动工作台向右运动, 其左腔排出的低压油液→管路  $b_4$ →液控换向阀 15→管路  $b_2$  和  $b_1$ →开停阀 16 的 A、B 截面→节流阀 17 的 F、E 截面→油箱。

### 3) 制动和换向

当工作台上挡铁拨动机动先导阀 13 的拔杆使其阀芯右移时, 其阀芯上的左侧制动锥逐渐关小回油通道, 使工作台减速, 实现预制动, 同时打开左端的控制压力油通道  $c_2$ , 控制压力油经通道  $c_2$  到抖动缸 14 的右缸, 使机动先导阀 13 快跳到右端, 同时控制压力油经管路  $c_5$  和单向阀 22 进入液控换向阀 15 左端, 使其开始换向。

液控换向阀 15 右端通向油箱的通道先后有三种接通情况。

回油路变换之一: 右端回油→机动先导阀 13→油箱; 液控换向阀 15 的阀芯快跳到中位, 液压缸 18 两腔的均接高压油, 工作台迅速停止。

回油路变换之二: 液控换向阀 15 的阀芯遮盖快跳孔 a 后, 其右腔回油→节流阀 23→管路  $C_4$ →机动先导阀 13→油箱; 液控换向阀 15 的阀芯慢移, 工作台停留在换向端点。

回油路变换之三是: 液控换向阀 15 的阀芯右侧环形油槽接通快跳孔 a 而右端回液时, 液控换向阀 15 的阀芯再次快跳, 使液压缸 18 迅速反向起步, 最终完成全部换向过程。

液控换向阀 15 的阀芯的第一次快跳、慢移和第二次快跳, 正好对应于工作台换向时的制动、停留和反向起步三个阶段。

### 4) 工作台抖动

工作台抖动工作是在工作台挡铁之间距离很小、差不多夹持机动先导阀 13 的拔杆时发生的。这时拔杆处垂直位置, 严格控制先导阀阀芯和阀体沟槽的轴向尺寸, 使它控制的主回油通道和控制压力油通道处在左右开闭的极限状态, 只要当挡铁推动拔杆向左或向右偏移, 控制压力油迅速接通。反过来作用于抖动缸, 使先导阀迅速完成换向过程, 随之左右高频换向。一般情况下, 抖动频率在 1.6Hz 以上, 将控制工作台速度的节流阀 17 关小, 可降低抖动频率。

## 2. 砂轮架快进和快退等控制

手动换向阀 8 控制砂轮架液压缸 19 的进退, 以完成砂轮快速进退运动, 在液压缸 19 行程末端设置有缓冲。油路中设有尾架和砂轮架互锁装置, 只有砂轮液压缸 19 的有杆腔通压力油时, 砂轮架退回, 脚踏换向阀 (尾架阀) 11 才能使尾架退回, 卸下工件。在工件磨削时, 即使不慎脚踏尾架阀 11 的踏板, 尾架缸 12 与回油腔相通, 也不能退回, 防止工件飞出, 发生伤人事故。手动换向阀 8 使砂轮架快进时, 手柄压下行程开关 1s, 使砂轮和冷却泵的电动机启动。砂轮架后退时, 砂轮和冷却泵的电动机停车。闸缸 7 用来消除砂轮架进给丝杆和螺母的间隙, 保证进给的准确性。

在进行内圆磨削时, 放下内圆磨具的同时, 电磁铁 1DT 吸合, 锁住手动换向阀 8, 使砂轮架不能快速进退。

液压泵输出的油液有一部分经精过滤器 4 到润滑稳定器 6，经压力调节和分流后，送至导轨、丝杠螺母和轴承等处进行润滑。

由于液压系统进给量不均匀，在精磨时不能满足微量进给要求，有的磨床取消了砂轮架横向自动进给系统，采用手动进给，简化了机床结构。

### 9.4.4 磨床液压系统的特点

(1) 磨床是精密机床，通常用于工件的最后加工，故磨削功率很小。其液压系统为低压小功率液压系统，驱动工作台的液压缸为双杆双作用液压缸，因而正反向速度相同。

(2) 对工作台的要求是起步平稳，制动迅速，连续换向精度高，端点停留，内外圆磨床还要求工作台抖动。这些特殊的要求是普通换向阀不能完成的，因而使用了特殊的机—液换向阀组，其工作原理难以用规范的职能符号表达，而是采用结构原理图。因而液压系统图复杂，绘制困难，且阅读不便。

(3) 为保证工作安全可靠，工作台的液压驱动和手工操作互锁，内外圆磨床的尾架和磨削砂轮互锁，避免伤人事故发生。

## 9.5 汽车起重机液压系统

### 9.5.1 概述

汽车起重机是我国近年来发展迅速的一种新型工程机械，按照国家技术标准，有 30kN、50kN、80kN、160kN、250kN、400kN、650kN 等多种规格。汽车起重机是以汽车底盘为基础的自行式起重设备，具有较高的行驶速度，可以与装运工具的汽车编队行驶，机动性好；广泛用于建筑、货站及野外吊装作业等，可在有冲击、振动、温度变化大和环境较差的条件下工作。其执行元件完成的动作比较简单，位置精度要求较低，负载较大，因此一般采用中、高压手动控制系统，并非常重视系统的安全可靠性。

### 9.5.2 QY-8 型汽车起重机液压系统工作原理

QY-8 型汽车起重机外观见图 9-16。其最大起重量为 80kN（幅度为 3m，幅角为 70°时），最大起重高度为 11.5m。其支腿、回转、起升、伸臂和变幅等工作机构均采用液压传动。起重机液压系统工作原理见图 9-17。这是单泵多执行元件组成的串联、开式混合系统，可分为支腿、回转、起升、伸缩和变幅 5 个液压单元（回路），各部分具有相对独立性。在原理上，它们可同时动作，但起重作业时，支腿不能动作。轻载时，可有两个以上的工作机构同时动作，以提高生产率。各工作回路动作原理如下：

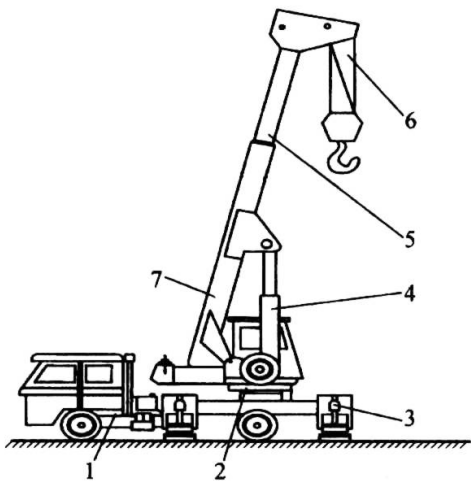


图 9-16 QY-8 起重机外观图

1—载重汽车；2—回转机构；3—支腿；4—吊臂变幅缸；  
5—吊臂伸缩缸；6—起吊机构；7—基本臂。







### 1. 支腿回路（由元件 1、7、8、9、10、11 等组成）

由于汽车轮胎支承能力有限，在其起吊重物前必须放下支腿作刚性支承，将轮胎架空。汽车行驶时必须将支腿收起。为保证起重机的稳定性，要求前支腿比后支腿先放、后收。前、后支腿用均为 M 型的换向阀组 10 的 A 和 B 分别控制，其油路是串联的。为防止支腿在支承过程中发生“软腿”现象（液压缸上腔油路泄漏而引起的）或在行驶过程中支腿自行下落（液压缸下腔油路泄漏引起的），每一液压缸均设置双向液压锁（双液控单向阀 9），以保证可靠的锁紧。当操纵手动换向阀组 10 中的 A 阀手柄，使之分别切换右位和左位时，可使前支腿放下支承和收起。后支腿的收放情况，除控制阀不同外其余完全是相同的。

### 2. 回转回路（由元件 1、2、11、13 等组成）

回转机构中采用了低速大转矩液压马达 2，它通过齿轮、蜗轮减速箱与底盘的内齿轮啮合的小外齿轮，驱动转盘以  $1\text{r/min}\sim 3\text{r/min}$  的速度回转。操纵手动控制阀组 13 中的 C 阀，可使液压马达 2 正转、停转和反转。由于回转机构所需功率较小，故其运动时，其他机构可以同时运动，如起升、变幅和伸缩等。不同幅（仰）角时的起重量，应按操作规范进行。

### 3. 起升回路（由元件 1、13、5、6、16、17 等组成）

起吊机构是起重机的主要执行机构，它对液压系统的要求，除必须满足最大起重量和升降速度外，尚须满足调速性能好、换向冲击小、升降平稳，无爬行和超速现象等。该机构采用低速大转矩液压马达 5 驱动卷扬机。液压马达的正反转由手动控制阀组 13 的 F 阀控制。液压马达 5 的转速即起吊速度可通过改变发动机（它通过变速箱驱动液压泵 1）的转速调节。回路中设有平衡阀 17（由改进的液控顺序阀和单向阀组成），以防止在下放时重物因自重沉降，并且可防止其超速下降。由于设置了平衡阀 17，使得液压马达 5 只有在其进油路建立起压力的情况下才能下放重物，同时也有益于液压马达 15 运转的平稳性。改进后的平衡阀使重物下降时不会产生“点头”现象。由于液压马达 15 泄漏较大，当负载吊在空中时，尽管回路中设有平衡阀，仍有可能产生“溜车”现象。故在液压马达 15 上设有制动液压缸 6，以使在液压马达停转时将其锁紧。单向节流阀 16 使制动缸 6 松闸慢、抱闸快。抱闸快可使液压马达制动迅速（重物迅速停止下降），松闸慢则可避免负载悬空而再次起升时，使液压马达反转而产生下滑现象。

该回路中，当手动控制阀组 13 中的 F 阀切换右位时，负载使液压泵 1 压力升高，制动液压缸 6 经单向节流阀 16 进油而缓慢松闸，起升液压马达 5 右管道进液，左管道排液，连续转动，以提升重物。反之，当 F 阀处左工位时，平衡阀 17 的节流阀建立起的压力使制动缸 6 缓慢松闸。这时液压马达 5 左管道进液，右管道回液，它在一定背压下反转，下放重物。在起放重物时，若使 F 阀处中位，制动液压缸 6 经单向阀迅速回液，迅速锁紧液压马达。

### 4. 伸缩回路（由元件 1、11、13、3、14 等组成）

吊臂伸缩机构由基本臂和伸缩臂组成（参看图 9-16），伸缩臂套装在基本臂内。此外还有一节附加臂（副臂），可根据需要吊起的重量和起吊高度来确定用几节臂工作（轻载而吊高大时加副臂）。吊臂的伸缩由伸缩液压缸 3 控制。为防止吊臂因自重下滑，回路中设有平衡阀 14。该回路简单，吊臂伸缩原理读者不难分析。

### 5. 变幅回路（由元件 1、11、13、4、15 等组成）

所谓变幅就是改变起重臂的幅角（其轴线方向与水平面的夹角）以改变作业半径，同

时也改变作业高度。这是用变幅液压缸 4 完成的（可参看图 9-17）。变幅作业要求平稳可靠，因此在该回路中设有平衡阀 15。在不满载的情况下，其他回路（如起升回路）可同时工作，以提高工作效率。

### 9.5.3 QY-40 型汽车起重机液压系统原理

该机最大起重量为 400kN，适用于建筑安装和货物装卸等工作。前者要求动作平稳，微调性能好并有适当范围内的无级调速；后者要求各机构有较高的速度，因此应具有较大的调速范围。

图 9-18 为该机液压系统原理图。这是一个双泵多执行元件的开式复合系统。它可分为支腿、回转、伸缩、变幅和起升 5 个液压单元（回路或工作机构）。因液压泵 A 只驱动起升机构，故也可将系统分为以液压泵 A、B 为液压源的两个液压系统。但要注意液压泵 A、B 可以合流向起升回路供液，以满足高速起升要求。为便于阅读，可将交汇的回油管路转化为独立的回油管路。

#### 1. 支腿管路

该回路（见图 9-18）由液压泵 B、4 个并联的水平液压缸 7、4 个并联的垂直液压缸 8（前后支腿液压缸各 2 个）、控制阀组 1、手动转阀 6、溢流阀 5 等组成。工作压力由溢流（安全）阀 5 限定。支腿由水平液压缸 7 和垂直液压缸 8 共同驱动，故其外伸距离大，支腿着地后无水平位移，并且承载能力大，对地面适应性好，也有利于稳定。

当手动换向阀 1-2 分别处左位或右位时，水平液压缸 7 可伸出或缩回，但水平缩回动作应在垂直缸缩回后进行。垂直液压缸 8 由手动换向阀 1-3 和转阀 6 共同控制，当转阀 6 处于全通工位时，手动换向阀 1-3 分别处左工位或右工位时，垂直液压缸 8 可分别缩回或伸出。为保证支承可靠，每一垂直缸均设有双向液压锁。根据地面情况，车辆底盘需要调平时，可将阀 6 转到相应位置，再操纵手动换向阀 1-3，使某一支腿液压缸单独动作。

#### 2. 回转回路

该回路（见图 9-18）由液压泵 B、溢流阀 3、手动换向阀 1-1、手动换向阀 2-1、液控换向阀 9、缓冲压差溢流阀 10、液压马达 11（低速大扭矩内曲线马达）、制动液压缸 12、脚踏泵 13、高架油箱 48 等组成。当手动换向阀 1-1 处左位、手动换向阀 2-1 处右工位时，液控换向阀 9 处右工位，液压泵 B 经上述 3 阀向液压马达 11 右管供液，其左管排液，使回转机构转动。当手动换向阀 2-1 处左工位时，液压马达 11 反转。

QY-40 型汽车起重机的回转机构的载荷特点是静载荷双向存在，但较小，而动载荷（惯性力）较大。为防止在制动或反转时出现液压冲击，回转回路中设有两个方向相反的缓冲压差溢流阀 10，可以吸收很大的惯性能。

缓冲压差溢流阀 10 在一定压差下才能开启。液压马达 11 被制动时，手动阀 2-1 处中位，液控换向阀 9 亦处中位，回转机构的惯性使其回油路产生很高的压力，这时缓冲压差溢流阀 10 自控口为高压，而它的遥控口与系统回油路相通，这就产生了很大的压差，缓冲压差溢流阀开启，原回油路的低压油液因管路封闭受压而成高压油，它经缓冲压差溢流阀 10 流向呈泵工况的液压马达原进油口，构成液流循环闭路；惯性能因阀口节流损失转化为热能，直至其耗尽为止。

因液控换向阀 9 处中位，缓冲压差溢流阀 10 的遥控口接系统回油管路，故开启压力较低（约 2MPa），可减少油液发热，但制动力矩也较小。这是辅助制动，主制动要靠常开式

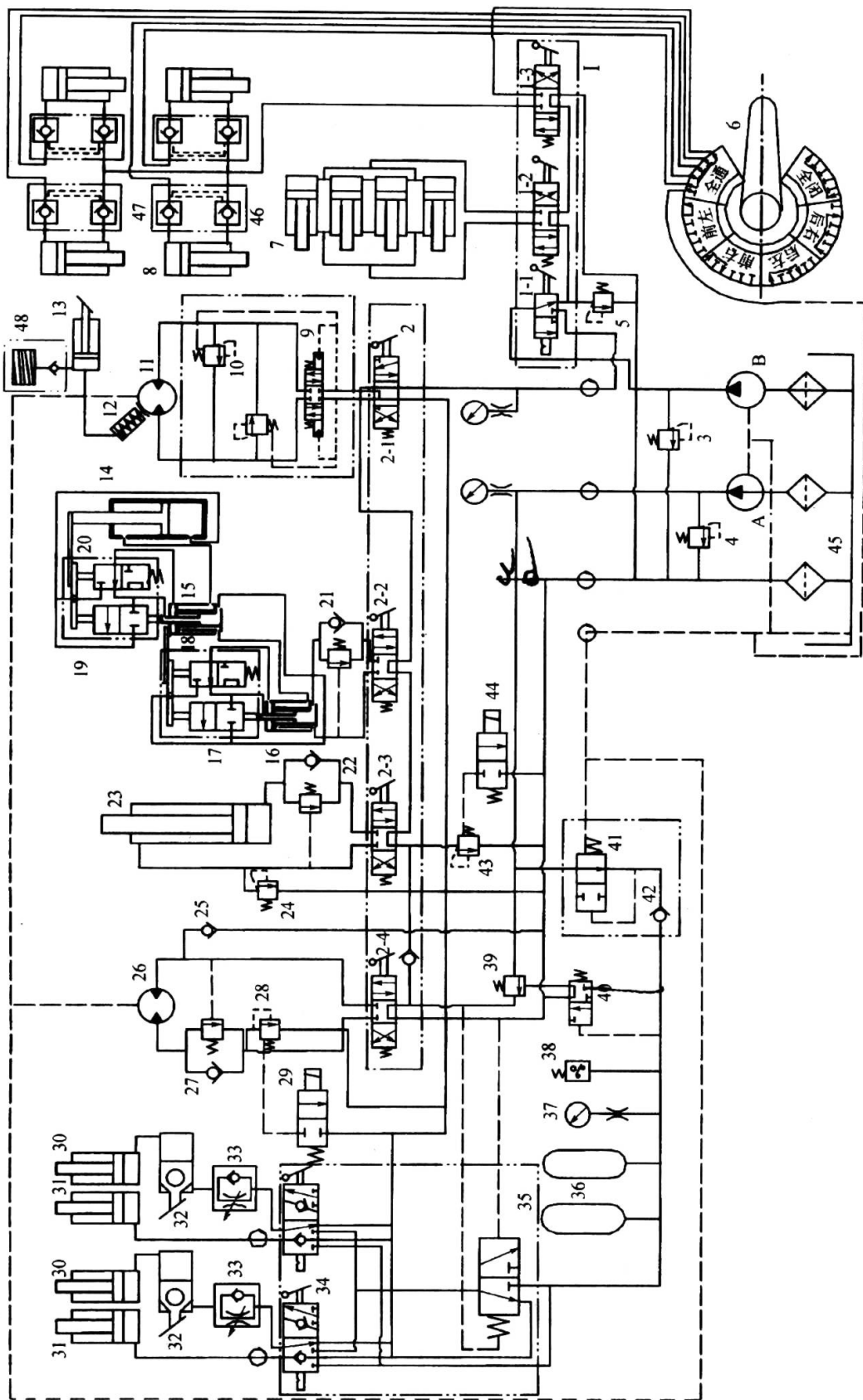


图9-18 QY-40型汽车起重机液压系统工作原理图

A、B—液泵；1—手动换向阀；1-1—水平支腿（液缸）手动换向阀；1-3—垂直支腿（液缸）手动换向阀；2—手动换向阀组（2-1—回转液马达1手动换向阀；2-2—伸缩臂机构手动换向阀；2-3—变幅缸23手动换向阀；2-4—起升液马达26手动换向阀）；3—液泵B溢流阀4—液泵A溢流阀；5—支腿回路溢流阀；6—支腿回路溢流阀；7—水平支腿缸；8—垂直支腿缸；9—液缸换向阀；10—缓冲阀；11—回转液缸；12—制动液缸；13—脚踏泵；14、15、16—第三、二、一级活动伸缩臂液缸；17、18、19、20—行程顺序阀组；21、22、27—平衡阀；23—变幅液缸；24—溢流阀；25—单向阀；26—起升液马达；28、43—遥控溢流阀；29、44—电磁换向阀；30—制动器液缸；31—离合器液缸；32—脚踏泵；33—单向节流阀；34—手动换向阀；35、40、41—液控换向阀；36—蓄能器；37—压力表；38—压力继电器；39—远控顺序阀。

制动液压缸 12 制动：踏动脚踏泵 13，压力油进入制动液压缸 12，压缩弹簧，制动器合闸。抬脚时，即可松闸。

### 3. 伸缩回路

该回路（见图 9-18）由液压泵 B、主溢流阀 3、手动换向阀 1-1 和 2-2、平衡阀 21、伸缩缸 14、15 和 16，顺序动作行程控制阀组 17、18、19 和 20 等组成。伸缩机构共有 4 节臂架，其中 1 节为基本臂，其余 3 节为活动臂，分别由 3 个单杆（级）双作用液压缸推动伸缩，活动臂按第一级、第二级、第三级顺序伸出，按第三级、第二级、第一级顺序缩回。该回路工作原理如图 9-19 所示。伸缩动作原理如下。

当换向阀手动换向阀 2-2 处右工位时，液压泵 B 输出油液经平衡阀 21 的单向阀进入与基本臂固连的一级伸缩缸 16 的活塞杆的 a 口，并经与顺序行程阀 17 相连的空心导向杆通道和行程阀 18 上位，进入一级伸缩液压缸 16 上腔，带动第一节活动臂（与缸筒固连）外伸；小腔排液经活塞杆外侧通道和 b 口、手动换向阀 2-2 回油箱。一级伸缩臂到其行程终点时，使顺序行程阀 17 脱离导杆控制，它在弹簧力作用下处上工位；同时行程阀 18 也脱离与两阀芯相连的摆块控制，它在弹簧力作用下处下工位（见图 9-20）。这样压力油液经一级伸缩液压缸 16 的导杆、行程顺序阀 18 下工位和行程顺序阀 17 上位及外侧管路进入二级伸缩缸 15 的入液口 c，再经过二级伸缩缸 15 自身活塞内的导杆和行程顺序阀 20 上位进入二级伸缩缸 15 的大（上）腔，二级活动臂外伸（伸缩臂液压缸 15 缸筒外伸），小腔排液经其活塞外侧通道和 d 口，再经一级伸缩液压缸 16 外侧通道和 b 口及手动换向阀 2-2 右工位回油箱。当二级活动臂（伸缩臂液压缸 15）外伸时，固定在其上的行程挡块即离开行程顺序阀 19 的阀杆，该阀芯在弹簧力的作用下向上移动而处上工位，将一级伸缩液压缸 16 的中间通道与二级伸缩液压缸 15 的中间通道完全接通（见图 9-20）。当二级活动臂至行程终点时，行程顺序阀 19、20 分别处上工位和下工位，压力油进入三级伸缩液压缸（活动臂）14 的大腔 e，活塞外伸，其小腔回液经 f 口、第二级及第一级活动臂的小腔及活塞杆外侧通道和 b 口、手动换向阀 2-2 回油箱（见图 9-20）。当手动换向阀 2-2 处左工位时，第三、二、一级活动臂依次退回，不再赘述。

### 4. 变幅回路

该回路（见图 9-18）由液压泵 B、手动换向阀 2-3、平衡阀 22、溢流阀 24、变幅液压缸 23 等组成，构成平衡回路。变幅机构承受负载较大，考虑到变幅液压缸 23 的稳定性，故活塞杆的直径较大；另外在吊臂下落时，变幅液压缸承受负负载（收缩方向与负载方向一致），在自重作用下有加速趋势，必须采取限速措施并使臂架准确可靠地停留在一位置，回路采用了平衡阀 22。为限制变幅液压缸 23 小腔压力过高，采用溢流阀 24 限压（压力调定为 7MPa）。

该回路动作原理如下：当手动换向阀 2-3 处右工位时，液压泵 B 输出的压力油液经平衡阀 22 的单向阀进入变幅缸 23 大腔，小腔的排液经手动换向阀 2-3 回油箱；活塞杆伸出，吊臂幅角变大。当手动换向阀 2-3 处左位时，泵 B 压力油液进变幅液压缸 23 的小腔，平衡阀 22 在一定压力下开启，大腔回油经该阀和手动换向阀 2-3 回油箱。这时吊臂下落，由于重物作用，活塞速度增加，上腔进液量增加，相应压力降低，平衡阀芯在弹簧力作用下，使阀口变小或完全关闭。由于阀孔的阻尼作用，阀芯动作平稳，在控制油路压力变化时，不会急促开闭，因而动作比较平稳。



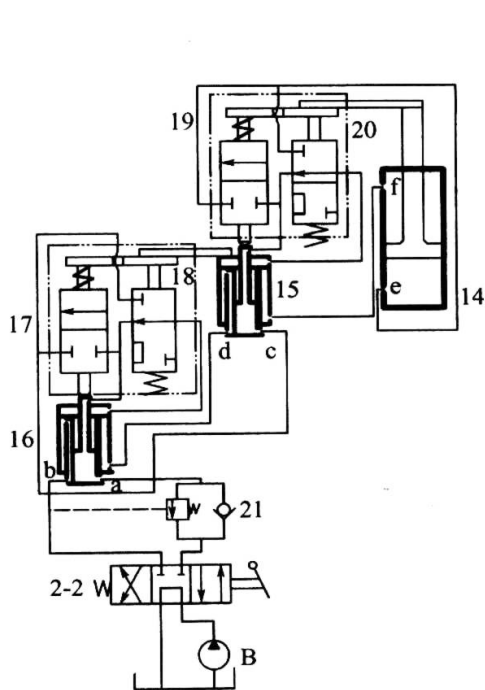


图 9-19 QY-40 起重机伸缩机构油路原理图

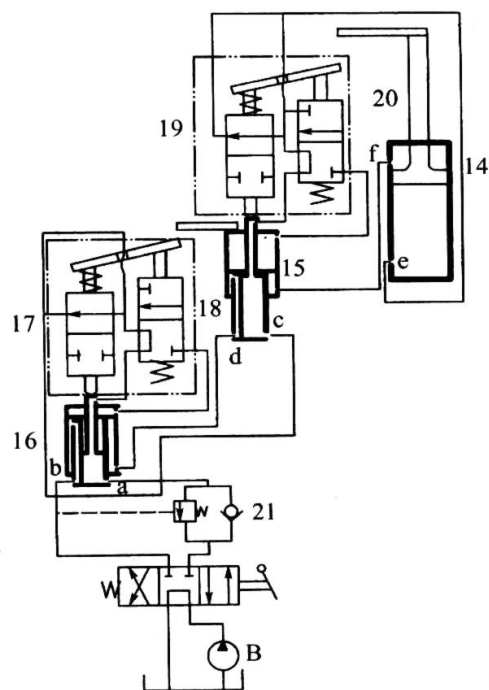


图 9-20 全伸时油路原理图

## 5. 起升回路

起升机构是 QY-40 汽车起重机的核心工作机构，液压回路原理如图 9-21 所示，结构方块图如图 9-22 所示，具体工作情况如下。

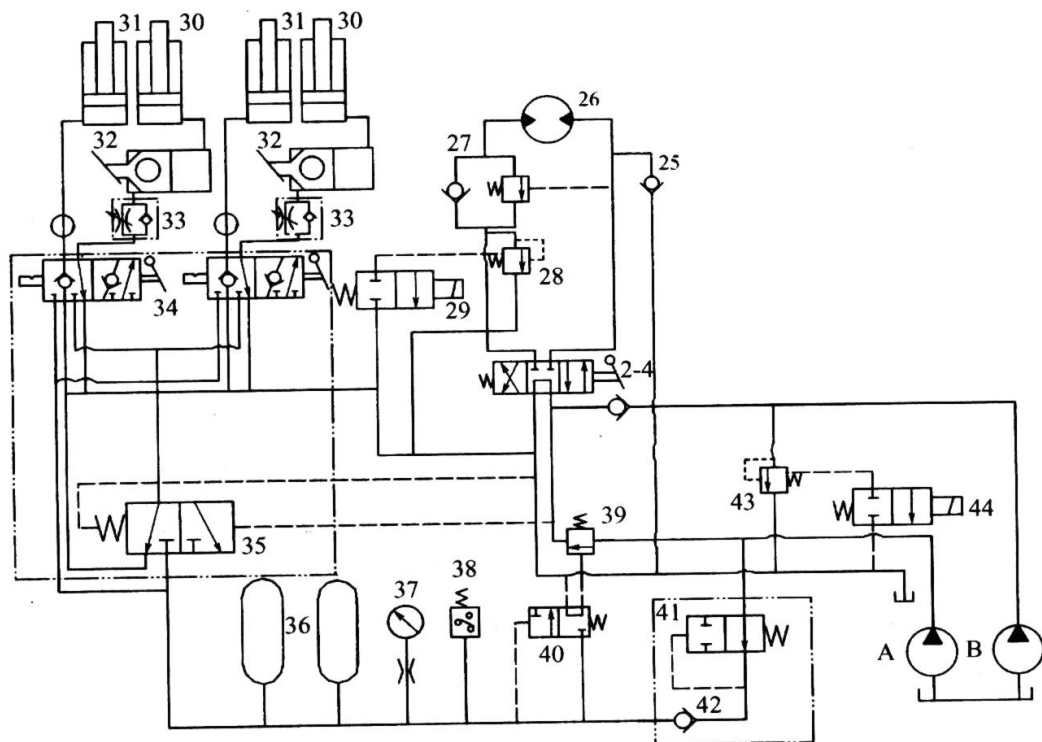


图 9-21 QY-40 起重机起升机构油路

A、B—液压泵；2—4—起升液压马达；26—手动换向阀；25—单向阀；26—起升液压马达；  
27—平衡阀；28、43—遥控溢流阀；29—电磁换向阀；30—制动器液压缸；31—离合器液压缸；  
32—脚踏泵；33—单向节流阀；34—手动换向阀；35、40、41—液控换向阀；36—蓄能器；  
37—压力表；38—压力继电器；39—遥控顺序阀；42—单向阀。



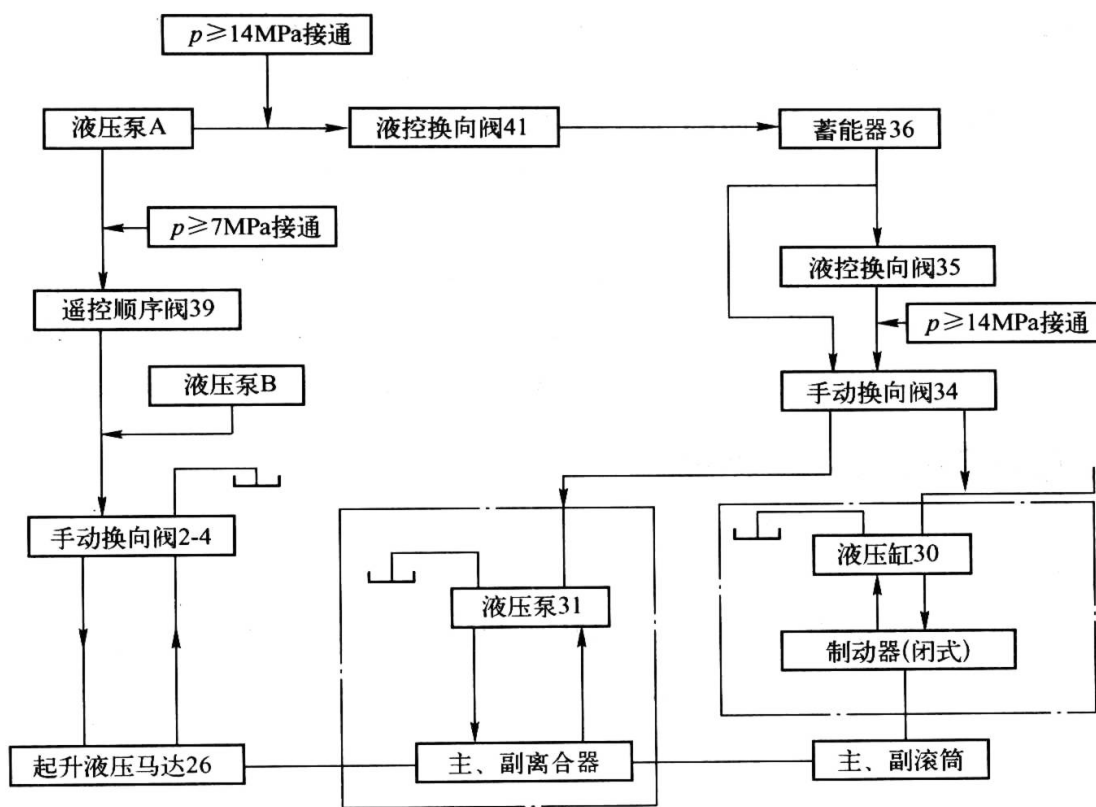


图 9-22 起升回路结构方块图

### 1) 液压泵和蓄能器工作情况

在图示状态，启动液压泵 A，它经过液控换向阀 41、单向阀 42 向蓄能器 36 供液；当压力  $p \geq 7\text{MPa}$  时，液控换向阀 40 处左工位，使遥控顺序阀 39 开启，液压泵 A 同时也向回路供液；这时，若液压泵 B 已启动，则两液压泵同时向回路供液；当回路工作压力  $p \geq 14\text{MPa}$ ，液控换向阀 41 处左工位（断开），液压泵 A 停止向蓄能器 36 供液，仅向回路供液。

蓄能器 36 的作用是：向离合器液压缸 31 供液，使离合器结合；当回路工作压力  $p \geq 12\text{MPa}$  时，液控换向阀 35 处右工位，蓄能器 36 通过液控换向阀 35 向手动换向阀 34 供高压油液，为制动器液压缸 30 松闸作准备（手动换向阀 34 处右工位时可松闸）。如前述，蓄能器 36 在两种供液情况下的压力都不大于  $14\text{MPa}$ 。

### 2) 制动器和离合器工作情况

起升机构有两套常开式离合器液压缸 31 和两套常闭式制动器液压缸 30；前者通过减速装置使起升液压马达与传动轴相联系，后者直接与传动轴带动的主、副卷筒相联系。只有当手动换向阀 34 处右工位时，离合器液压缸 31 使离合器结合、制动器液压缸 30 使制动器松闸，起升液压马达 26 才可起升和下放重物。当手动换向阀 34 处图示位置时，踩动脚踏泵 32，制动器液压缸 30 使制动器松闸，卷筒在重物作用下转动，可下放重物。下放速度由脚踏泵 32 控制。

### 3) 起升情况

假定起升重物时回路所需工作压力  $7\text{MPa} < p < 12\text{MPa}$ ，使手动换向阀 2-4 处左工位，液压泵 A、B 经手动换向阀 2-4、平衡阀 27 的单向阀联合向起升液压马达 26（图 9-21 中为左侧管路）供液；再操纵手动换向阀 34，使它处右工位，则离合器液压缸 31 使离合器结合，脚踏泵 32 向制动器液压缸 30 供液，使制动器松闸。重物提升到预定位置，使电磁换向

阀 29 通电而处右工位（接通），液压泵 A、B 经遥控溢流阀 28 卸载，平衡阀 27 使重物锁定。再使手动换向阀 2-4 处右工位，再下放重物（下放速度由脚踏泵 32 控制）。

当工作压力  $12\text{MPa} < p \leq 21\text{MPa}$  时，差别在于：手动换向阀 34 处右工位时，制动器液压缸 30 使制动器松闸（不需脚踏泵 32 松闸）。重物起升与下放情况与前面相同，不再赘述。

注意的是，下放重物时，液压泵 A 只向蓄能器 36 供液，液压泵 B 单独向起升液压马达 26 供液（图 9-21 中为左侧管路）。若重物下放过快，液压泵 B 单独供液不能满足要求而使起升马达 26 呈液压泵工况时，它可经单向阀 25 吸液，以避免产生气穴现象。

#### 9.5.4 汽车起重机液压系统的特点

通过两种汽车起重机液压系统的分析，可看到：

##### 1. 工作机构

它由液压支腿、变幅机构、臂架伸缩机构、起升机构及制动机构等组成，相应液压系统也可分成如上几部分，普遍使用了多路换向阀组和转阀，采取了锁紧、制动、缓冲、卸载、平衡等措施。

##### 2. 支腿回路

采用双向液压锁，以保证支承绝对可靠。操纵支腿的方法有两种：联合操纵和单独操纵。前者适用于平坦的场地（如货场），后者适用于不平坦的场地（如野外）。支腿单独操纵时要用转阀控制。

##### 3. 变幅回路

变幅机构主要用以改变作业半径（也改变作业高度）。要求能带负载变幅，动作平稳可靠。为防止在负载作业时的自动增速的可能，需采取限速措施，因而设置了平衡阀。变幅速度由液压泵流量决定。液压泵流量靠改变汽车发动机转速调节。中小型汽车起重机靠单缸变幅，大型汽车起重机靠双缸变幅，这时要解决双缸同步问题。

##### 4. 伸缩回路

臂架伸缩机构主要用以改变作业高度（也改变作业半径）以及减小行驶状态下的整体尺寸，以提高机动能力，因而采用多级伸缩臂架。其伸缩方式有 3 种：单独伸缩（多用于一节伸缩臂架机构）、顺序伸缩和平行伸缩（各节活动臂架同时伸缩）。在液压缸的结构上有单级液压缸和多级液压缸两种。前者结构简单，后者结构复杂。无特殊要求时采用前者为宜。液压回路结构形式与变幅回路相似或相同。

##### 5. 回转回路

回转机构用以改变作业方位。考虑到钢丝绳所悬挂重物最易摆动而造成倾翻的危险，故对回转机构的平稳性和微动性的要求更高。一般有缓冲制动装置。回转速度一般在  $(1\sim3)\text{ r/min}$  范围内，对于中小型汽车起重机来说，惯性力矩不大，制动时在回路中引起的压力冲击，一般液压元件能承受，可不设置缓冲阀组。但对大型汽车起重机来说，因载荷较重，制动时引起很高的压力冲击，必须设置缓冲阀组。

回转马达采用低速大扭矩马达较为普遍，实践证明比较合理。也可采用高中速液压马达，这时需设置减速装置，以驱动回转机构。

##### 6. 起升和制动回路

这是起重机的主要工作机构，应满足如下要求：

- (1) 具有一定提升能力和提升速度。
- (2) 工作平稳，应防止由于载荷自重导致失速降落。
- (3) 微动性能好。
- (4) 调速方便，能快捷放下重物，为缩短工作时间，空钩能自由下落。

为满足如上要求，提升回路有如下特点：

(1) 为满足平稳性要求，设置平衡阀限速和防止负载因自重失去控制、造成事故。平衡阀是保证平稳性的关键元件。

(2) 速度调节方式有 3 种：其一是调节发动机油门改变泵转速以控制输出流量，并和控制换向滑阀节流开度而联合调节起升速度。这种方法简便可靠，是主要调速方法；其二是采用变量马达调速。其三是使用多泵有级调速。第一种调速方法还可进行微动控制。

(3) 起重机起升高度较大时，后两种调速方法还兼有下放载荷作用，若不能满足要求应设置自由下落装置，以提高效率。通常在驱动轴上安装常开（或常闭）式离合器，需要自由下落时，将其结合（或打开），使卷筒解除约束，自由转动。

起升液压马达有高速和低速马达之分。前者应用较多。

起升液压回路的制动方式有两种：常开式制动和常闭式制动。

### 7. 液压系统的形式

中小型汽车起重机为简化结构，常采用单泵、串联、开式系统，实践证明是适宜的。大型汽车起重机则不同，各工作机构工作差异较大，为合理利用和分配动力，多采用多泵并联的开式系统。

汽车起重机液压系统工作压力一般为 20MPa，国内多用轴向柱塞泵，但国外多采用齿轮泵。

## 9.6 单斗液压挖掘机液压系统

### 9.6.1 概述

单斗液压挖掘机在建筑、交通运输、水利施工、露天采矿及现代化军事工程中都有着广泛应用，是各种土石方施工中不可缺少的重要机械设备。

单斗液压挖掘机是一种周期作业的机械设备，其组成和工作循环见图 9-23。它由工作装置、回转结构和行走结构三部分组成。工作装置包括动臂、斗杆以及根据工作需要可更换的各种换装设备，如正铲、反铲、装载斗和抓斗等，其典型工作循环如下：

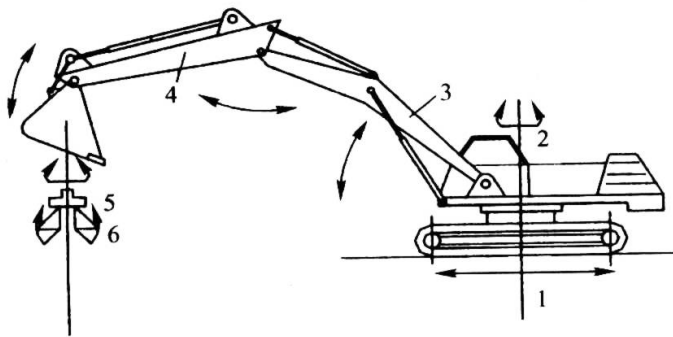


图 9-23 单斗液压挖掘机外形图

1—行走装置；2—回转装置；3—动臂；4—斗杆；5—铲斗。

### 1) 挖掘

在坚硬土壤中挖掘时，一般以斗杆动作为主，用铲斗缸调整切削角度，配合挖掘；在松软土壤中挖掘时，则以铲斗缸动作为主；在由特殊要求的挖掘动作中，则使铲斗缸、斗杆缸和动臂缸三者复合动作，以保证铲斗按特定轨迹运动。

### 2) 满斗提升及回转

挖掘结束，铲斗缸推出，动臂缸升起，满斗提升；同时回转马达启动，转台向卸土方向回转。

### 3) 卸载

转台转到卸载地点，转台制动，斗杆缸调整卸料半径，铲斗缸收回，转斗卸载。当对卸载位置及高度有严格要求时，还需动臂缸配合动作。

### 4) 返回

卸载结束后，转台向反向回转，同时动臂与斗杆缸配合动作，使空斗下放到新的挖掘位置。

## 9.6.2 典型液压系统

挖掘机的液压系统类型很多，习惯上以主泵数量和类型、变量和功率调节方式及回路数量分类，分为单泵或多泵单路定量系统、双泵双路定量系统、双泵双路分功率调节变量系统、双泵双路全功率调节变量系统、多泵多路定量系统、多泵多路定量变量混合系统，但以双泵双路定量系统和双泵双路变量系统应用较多，现举例如下。

### 1. 双泵双回路定量系统

图 9-24 为 WY-100 型全液压挖掘机的液压系统图。铲斗容量为  $1\text{m}^3$ 。液压系统是双泵双回路定量系统，串联油路，手控合流。油路的配置是：液压泵 1 向回转马达 6、左行走马达 9、铲斗缸 22、调幅用辅助缸 20 供油；液压泵 2 向动臂缸 19、斗杆缸 21、右行走马达 8 和推土板升降缸 11 供油。通过合流阀 16 可以实现某一执行元件的快速动作，一般用作动臂缸 19 或斗杆缸 21 的合流。各执行元件均有限压阀，除回转马达调定压力为  $25\text{MPa}$  低于系统安全阀压力  $27\text{MPa}$  外，其他均调为  $30\text{MPa}\sim 32\text{MPa}$ 。

#### 1) 一般操作回路

单动作供油时，操纵某一手柄，使相应的换向阀处左或右工位，切断卸载回路，使液压油进入执行元件，回油通过多路换向阀、限速阀 12（阀组 15 的回油还需通过合流阀 16）到回油总管 B。

串联供油时，须同时操纵几个手柄，使相应的阀杆移动切断卸载回路，油路呈串联连接，液压油进入第一个执行元件，其回油就成了后一执行元件的进油，余此类推。最后一个执行元件的回油排到回油总管。

#### 2) 合流回路

电磁合流阀 16 在正常情况下不通电，起分流作用。当使合流阀 16 的电磁铁通电时，液压泵 1 排出的油液经阀组 15 导入阀组 13，使两泵合流，提高工作速度，同时也能充分利用发动机功率。

#### 3) 限速与调速回路

两组阀的回油经限速阀 12 至回油总管 B，当挖掘机下坡时可自动控制行走速度，防止超速溜坡。限速阀是一个液控节流阀，其控制压力信号通过装在阀组上的梭阀 14 取自两组

多路阀的进油口，当两个分路的进口压力均低于  $0.8\text{MPa}\sim 1.5\text{MPa}$  时，限速阀自动开始对回油进行节流，增加回油阻力，从而达到自动限制速度作用。由于梭阀 14 的选择作用，当两个油路系统中任意一个的压力高于  $0.8\text{MPa}\sim 1.5\text{MPa}$  时，限速阀不起节流作用。因此限速阀只是当行走下坡时起限速作用，而对挖掘作业是不起作用的。

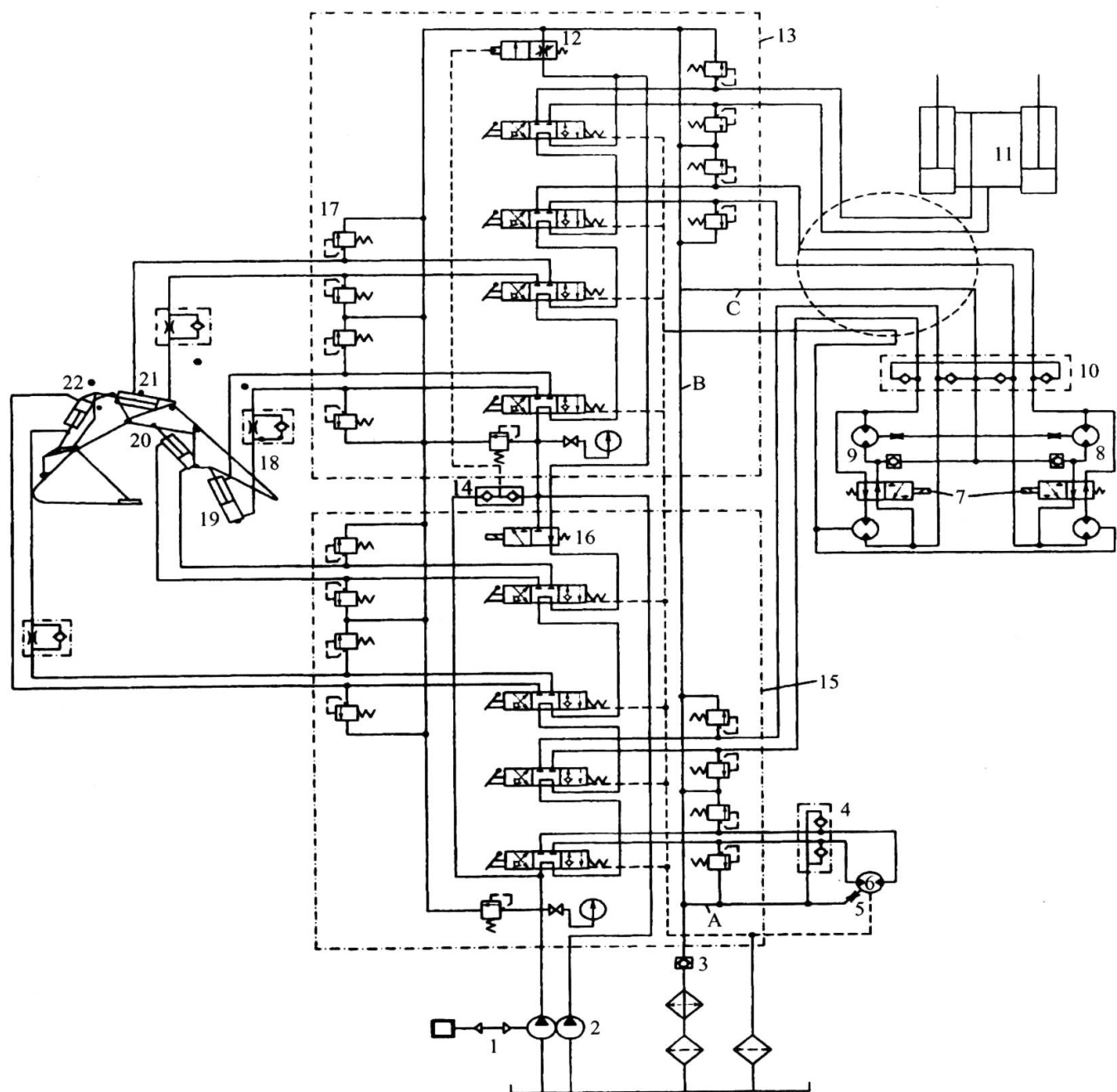


图 9-24 WY-100 型全液压挖掘机液压系统图

1、2—液压泵；3—单向阀；4、10—补油泵；5—阻尼孔；6、8、9—液压马达；7—双速阀；11、19~22—液压缸；  
12—限速阀；13、15—阀组；14—梭阀；16—合流阀；17—溢流阀；18—单向节流阀。

行走马达采用串联马达回路。一般情况下，行走马达并联供油，为低速挡。如操纵双速阀 7，则串联供油，为高速挡。单向节流阀 18 用来限制动臂的下降速度。

#### 4) 背压回路

为使内曲线马达的柱塞滚轮和滚道接触，从背压阀（单向阀）3 前的回油总管 B 上引出管路 A 和 C，分别经双向补油阀 10、4 向行走马达 8、9 和回转马达 6 强制补油。背压阀（单向阀）3 调节压力为  $0.8\text{MPa}\sim 1.4\text{MPa}$ ，这个压力是保证马达补油和实现液控所必须的。



### 5) 加热回路

从背压油路上引出的低压热油，经阻尼孔 5 节流减压后，通向马达壳体内，使液压马达即使在不运转的情况下，壳体也能保持一定的循环油量，其目的是：(1) 将马达壳体内部的磨损物冲洗掉；(2) 对马达进行预热，防止由于外界温度过低，马达温度较低时，由主油路通入温度较高的工作油液以后，引起配油轴及柱塞副等精密配合部位局部不均匀的热膨胀，使液压马达卡住或咬死而产生故障（也即所谓的“热冲击”）。

### 6) 回油和泄漏油路的过滤

主回油路经过冷却器后，通过油箱上主滤油器，经磁性纸质双重过滤回油箱。当滤油器堵塞时，滤油器内部压力升高，可使纸质滤芯与顶盖之间自动断开实现溢流（图中未示出），并通过压力传感器将信号反映到驾驶室仪表箱上，使司机及时发现进行清洗。

各液压马达及阀组均单独引出泄漏油管，经磁性滤油器回油箱。

## 2. 双泵双回路全功率变量系统

图 9-25 为中小型单斗挖掘机的双泵双回路全功率变量系统。它是由一对双联轴向柱塞泵和一组双向对流油路的三位六通液控多路阀、液压缸、回转与行走马达等元件组成。

主泵为斜轴式轴向柱塞泵，恒压恒功率组合调节装置 3 包括以液压方式互相联系的两个调节器，保证两泵摆角相同。油路以顺序单动及并联方式组成，能实现两个动作的复合及左右履带行走时斗杆的伸缩，后者可帮助挖掘机自救出坑及跨越障碍。

### 1) 一般操作回路

斗杆缸 19 单独动作时，通过液控阀 32 与液控阀 35 合流供油，提高动作速度。铲斗缸 18 转斗时通过液控阀 29 与液控阀 33（由二位三通合流阀 6 控制）实现自动合流，回斗时则只通过液控阀 29 单独供油。同样，动臂缸 20 提升时，通过液控阀 30 与液控阀 33 自动合流供油，提高上升速度。动臂下降时，则只通过液控阀 30 单独供油，以减少节流发热损失。

在两个主液压泵的供油管路上，各安装有一个能通过其全部流量的主溢流阀 13 和 22；同时每个执行机构的油路上均装有小流量过载阀和单向阀组，以防止执行机构换向或突然停止时的压力冲击；一腔出现高压时打开安全（过载）阀，另一腔出现负压时，则通过单向阀补油。主溢流阀 13 和 22 的调定压力为 25MPa，10 个过载（安全）阀的调整压力均为 30MPa。

在回转马达 16 的油路上装有液压制动装置 17，可实现马达回转制动、补油，防止启动、制动开始时液压冲击及溢流损失等。

在行走马达 15 上装有常闭多片湿式制动器，通过梭阀 23 与行走马达连锁，即行走马达任一侧的油压超过一定压力（ $p > 3.5\text{MPa}$ ）时，制动器即完全松开。因而，它可起停车制动、挖掘工作时行走装置制动及行驶过程中超速制动的作用。

系统回油总管中装有纸质滤油器 8，在司机室内有滤油器污染指示灯。液压马达的泄漏油路中有小型磁性滤油器 7。

### 2) 冷却回路

回油总管中装有风冷式冷却器 9，风扇 10 由专门的齿轮马达 5 带动，它由装在油箱中的温度传感器及油路中的电磁换向阀 12 控制，由小流量齿轮泵 1 供油，组成单独回路。当油温超过一定值时，油箱中的温度传感器使电磁换向阀 12 处左位，使油液流入齿轮马达 5，

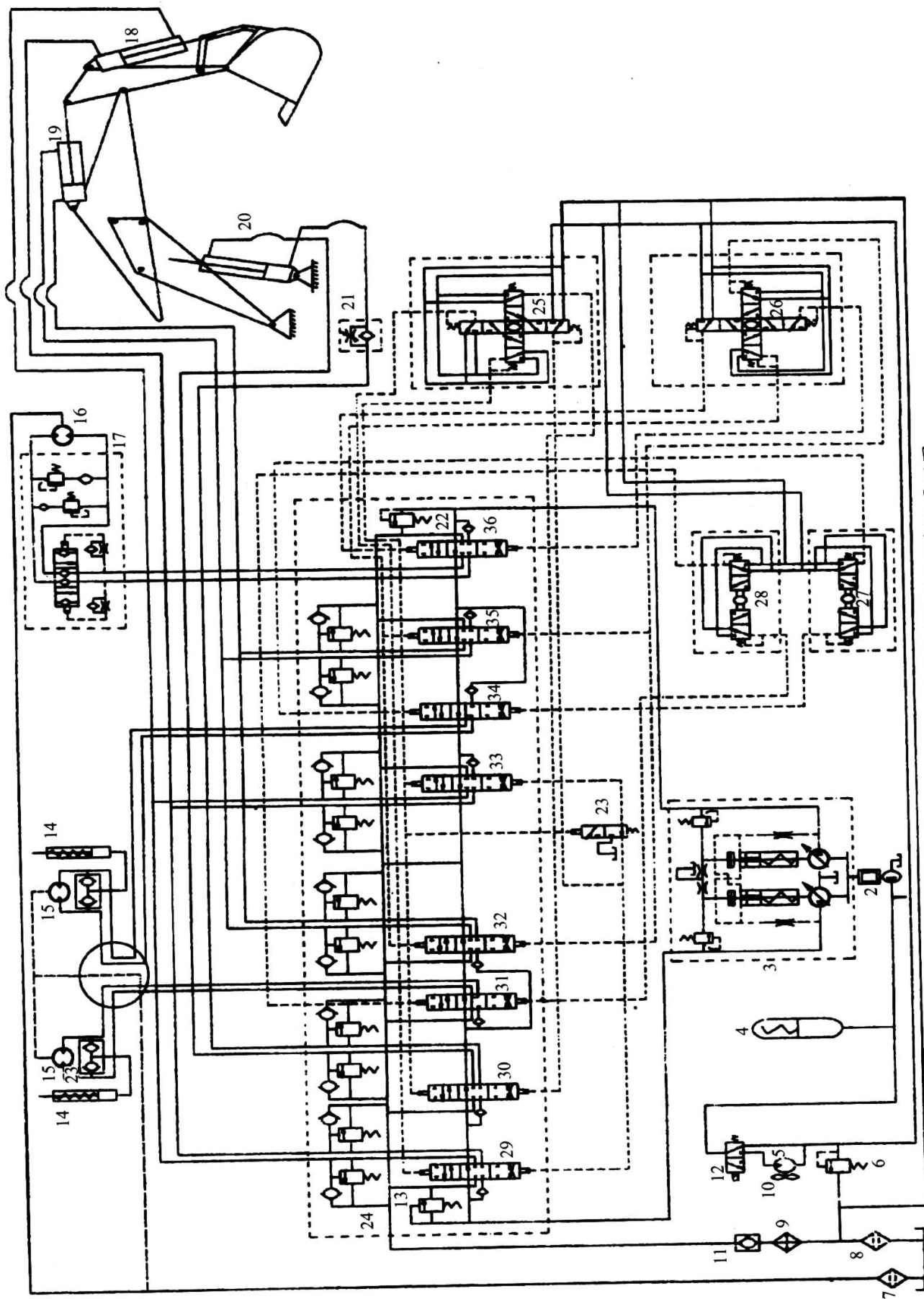


图 9-25 中小型单斗挖掘机液压系统原理图

- 1—齿轮泵；2—变速（取力）器；3—恒功率联合调节装置（含一对恒功率主变量泵（图中无序号））；4—蓄能器；5—齿轮马达；6—溢流阀；7、8—滤油器；9—冷却器；10—风扇；11—单向阀；12—电磁换向阀；13—主溢流阀；14—行走液压马达；15—行走液压马达；16—回转液压马达；17—液压制动装置；18—铲斗缸；19—斗杆缸；20—动臂缸；21—单臂缸；22—单向节流阀；23—梭形阀；24—安全阀；25、26、27、28—手动减压阀式先导阀；29～36—液控阀。

带动风扇 10 旋转，液压油被强制冷却。反之，则风扇 10 停转，使液压油保持在适当的温度范围内，可节省风扇功率，并能缩短冬季预热启动时间。

3) 手动减压阀式先导阀操纵回路

由 4 个手动减压阀式先导阀 25、26、27 和 28 操纵液控多路换向阀组成回路。手动减压阀式先导阀 25、26 的操纵手柄为万向铰式，每个手柄可操纵 4 个先导阀芯，每个先导阀芯控制换向阀的一个单向动作，因此 4 个先导阀芯可操纵两个换向阀。手动减压阀式先导阀 27 和 28 可操纵行走机构的两个马达。手动减压阀式先导阀的操纵油路和结构如图 9-26 所示，扳动先导阀手柄 1，则推杆 2 被压下，阀芯 3 向下运动，P（压力油）与 A（出口）连通。由于 a 处节流产生二次压力，当该压力超过弹簧调定值时，阀芯 3 向上移动，a 至 P 被切断，而 a 与 O（油箱）连通，这时 a 处压力随之降低；当这个压力降低到小于弹簧力时，阀芯 3 向下移动，则 a 与 P 又连通，这样可得到与手柄行程成比例的二次压力，从而使换向阀的 4 个滑阀行程和先导阀 1 手柄行程保持比例关系。手动减压阀式先导阀和油冷却系统共用一个小流量齿轮泵，压力为（1.4~3）MPa，二次压力在（0~2.5）MPa 范围内变动，而手柄的操纵力不大于 30N，操作时既轻便省力，又可以感觉到操纵力的大小，操纵手柄少，操作方便。为清晰起见，将各先导阀控制换向阀与执行机构动作列表说明，见表 9-4。

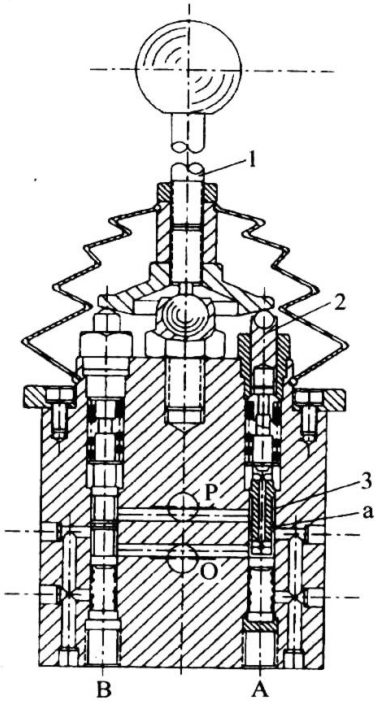


图 9-26 减压阀结构图

表 9-4 先导阀控制换向阀和执行机构动作表

先 导 阀	手柄位置	被 控 对 象				合流情况
		换 向 阀	阀 位 置	执行机构	工 作 腔	
25	向 下	29.33	下 位	铲斗缸 18	大 腔	合 流
	向 上	29	上 位		小 腔	
	向 左	30.33	上 位	动臂缸 20	大 腔	合 流
	向 右	30	下 位		小 腔	
26	向 下	36	下 位	回转马达 16	下 腔	合 流
	向 上		上 位		上 腔	
	向 左	35.32	上 位	斗杆缸 19	小 腔	
	向 右		下 位		大 腔	
28	向 左	31	下 位	左行走马达 15	左 腔	
	向 右		上 位		右 腔	
27	向 左	34	下 位	右行走马达 15	右 腔	
	向 右		上 位		左 腔	

9.6.3 挖掘机液压系统的特点

1. 双泵定量系统和双泵变量系统

早期的液压挖掘机多采用单泵系统，但不便于做复合动，也不利于充分利用发动机功率，且只适用于容量在  $0.4\text{m}^3$  以下的小型挖掘机中。目前，中小型挖掘机一般都采用双泵系统，大型液压挖掘机多采用多泵系统，但双泵系统为常见系统。

双泵系统分为定量系统和变量系统。

双泵定量系统（参看图 9-24）中每台液压泵的功率一般为发动机功率的 50%，执行元件的速度原则上只有一种。当需要单独动作时，为充分利用发动机功率，采用双泵合流供液，工作速度可增加一倍。双泵定量系统价格便宜，工作可靠，泵的寿命较长（因满载工况较少），工作速度稳定，工作装置运动轨迹容易控制，挖掘质量较高。但由于泵的外特性较硬，容易引起溢流损失。

液压挖掘机中常采用恒功率变量泵一定量马达双路系统，泵随负载阻力变化自动调节输出流量，输出功率基本稳定，发动机功率得以充分利用。视对发动机功率利用情况不同，它可分为功率调节和全功率调节变量系统。

分功率调节变量系统中的两个主泵，各有一个恒功率控制结构（图 9-27），每一泵的流量只受所在回路负载压力影响，不受另一回路负载压力影响，不能保持相应的同步关系。每台泵利用发动机功率最多不超过 50%，只有当每台的压力  $p$  在初调压力  $p_0$  和最大调节压力  $p_{\max}$  之间时，才能利用全部功率。当其中一台泵工作压力  $p < p_0$  时，不能充分利用发动机功率。

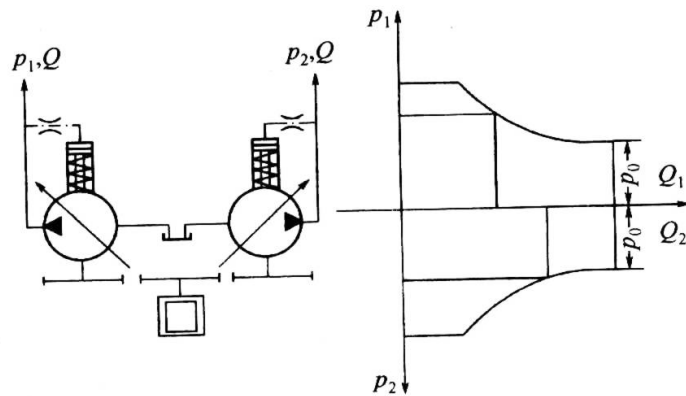


图 9-27 分功率调节变量系统

全功率调节变量系统如图 9-28 所示。图 9-28(a)是采用机械联动调节器全功率变量系统。两个泵的缸体连接在一起，由一个直接作用调节缸来调节双泵的摆角。泵 1 和泵 2 的压力油通过阻尼孔分别作用于调节缸的 a 腔和 b 腔，因此是按两台工作压力之和（ $p_{\Sigma} = p_1 + p_2$ ）来进行流量调节的。调节过程中，两泵摆角相等，输出流量相等。每台泵的功率于其工作压力成正比，只要满足  $2p_0 < p_{\Sigma} < 2p_{\max}$  时，两台泵功率总和始终保持恒定，使其不超过发动机的驱动功率。图 9-28(b)是液压联动全功率调节变量系统，每台泵各自有调节器，同样，它们的摆角是按两台泵工作压力之和来调节的，而实现双泵同步变量。

全功率变量系统有以下特点：

(1) 发动机功率能得到充分利用。发动机功率可按实际需要在两泵之间自动分配与调节。在极限情况下，当一台泵空载时，另一台泵可以输出全部功率。



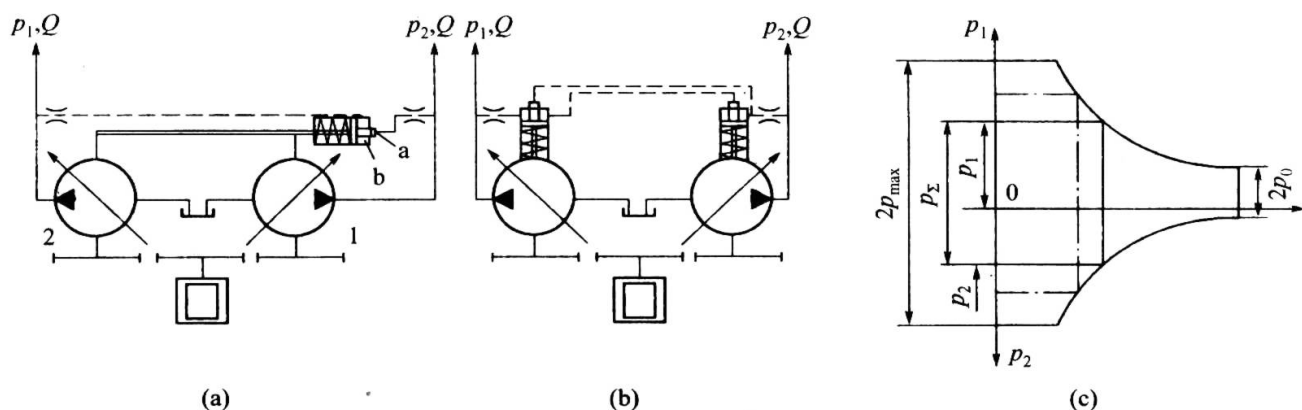


图 9-28 全功率变量系统

(a) 机械联动; (b) 液压联动; (c) 压力流量特性( $p-Q$ )。

(2) 两台泵流量始终相等, 可保证履带式全液压挖掘机两条履带同步运行, 便于司机掌握调速。

(3) 两泵传递功率不等, 因此其中的某个泵有时在超载下运行, 对泵的寿命有一定的影响。

## 2. 主泵和液压马达的型式

中高压系统 ( $p = (10 \sim 16) \text{ MPa}$ ) 一般采用齿轮泵和双作用叶片泵, 高压系统 ( $p = (25 \sim 32) \text{ MPa}$ ) 一般采用径向柱塞泵和斜轴泵。回转和行走马达常选用相同的结构, 使零件可通用, 一般采用轴向和径向柱塞马达, 轴向柱塞马达为高速类马达, 径向柱塞马达为低速大扭矩马达。

轴向柱塞马达传动效率高, 便于和轴向柱塞泵通用, 但需设置大减速比装置, 在马达输出轴处要附装机械式制动器, 以确保安全。

径向柱塞马达传动系统简单, 结构紧凑。用得最多的是内曲线式, 但背压损失较大。输出轴处有时加机械式制动器。为满足平路行驶和爬坡要求, 行走马达有时采用双速式 (即两级变排量马达)。

采用轴向柱塞式高速马达和径向柱塞式低速马达, 各有优缺点, 目前在国内外液压挖掘机结构中均有应用。

## 3. 功率利用和分配

由前面可知, 在功率利用方面, 双泵变量系统优于双泵定量系统, 总功率变量系统优于分功率变量系统。另外, 采用合流方案也是提高功率利用率的一个途径。

此外, 执行元件分组是否合理, 也是改善功率利用的一个重要方面。因为执行元件的分组将涉及双泵之间的功率分配。作为一个基本原则, 执行元件复合动作时双泵均应处于工作状态, 并在一个工作循环中双泵耗能大致相当。目前国内普遍采用如下分组方案:

液压泵 I — 铲斗缸 — 行走马达 — 动臂缸 (或回转马达);

液压泵 II — 斗杆缸 — 行走马达 — 回转马达 (或动臂缸)。

# 9.7 塑料注射成型机液压系统

## 9.7.1 塑料注射成型机组成和注塑工作程序

塑料注射成型机 (以下简称注塑机) 主要用于热塑性塑料制品的成型加工, 是近年来



发展迅速的机械设备之一。塑料颗粒在注塑机料筒内加热熔化至流动状态，以很高的压力和较快的速度注入温度较低的闭合模具内，保压一段时间，经冷却凝固而成型为制品。图 9-29 为注塑机的结构和注塑工作程序。

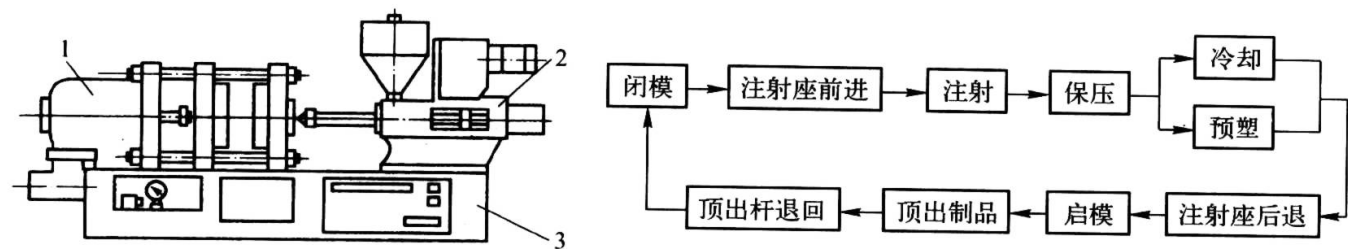


图 9-29 塑料注射机组组成和注塑工作程序

1—合模件；2—注射部件；3—床身。

注塑机由下列部分组成：

1. 合模部件

它是安装模具用的成型部件，主要由定模板、动模板、合模机构、合模液压缸和顶出液压缸等组成。

2. 注射部件

它是注塑机的塑化部件，主要由加料装置、料筒、螺杆、喷嘴、预塑装置、注射液压缸和注射移动液压缸等组成。

3. 床身

床身装有液压传动和电气控制系统，它是注塑机动力操纵控制部件，主要由液压泵、各种控制阀、电动机、电气元件和控制仪表等组成。

注塑机的注塑成型工艺是一个按照预定顺序的周期动作过程，工艺顺序动作多，成型周期短，需要很大注射力和合模力，注塑机采用液压传动，在电气控制装置配合下，完成闭模、注射、保压、启模等周期动作，实现了自动化操作，改善了劳动条件，而且动作平稳。

9.7.2 SZ-250A 型注塑机液压系统

图 9-30 为 SZ-250A 型注塑机液压系统，该机一次注射量为 250g。系统采用了液压—机械组合式三连杆机构，具有增力和自锁作用，合模液压缸直径小，易于实现高速，但锁模机构复杂，对材料和制造精度要求较高，调整模板距离比较复杂。

1. 液压系统的组成和元件的作用

液压系统可分为液压源、注塑回路和模板闭合—启模回路三部分。

液压源由三台液压泵、安全—卸载阀组和远程调压阀等组成。三台液压泵可单独或联合供液，构成有级调速回路，其中液压泵 1 为双级叶片泵，额定压力为 14MPa，额定流量为 25L/min；液压泵 2 和 3 为双联叶片泵，额定压力为 7MPa，额定流量分别为 75L/min 和 100L/min。

液压系统中的压力控制阀组 4、5 和 6 分别为液压泵 1、2 和 3 的安全—卸载阀，用以控制三液压泵的最高工作压力和卸载（图示为卸载状态）；当三台液压泵工作时（压力控制阀组 4、5、6 中的二位二通阀通电而处上（断开）位），二位二通电磁阀 7~10 分别先后通电而处右（通）位时，远程调压阀 11~14 可对三泵进行多级压力调节。

液压缸 33 为闭模液压缸，28 为行程阀，用于安全门液压—电气联锁；液压缸 32 为顶

出液压缸，压力继电器 35 (K) 用以限制它的最高工作压力，并作为顶出结束的发讯装置。

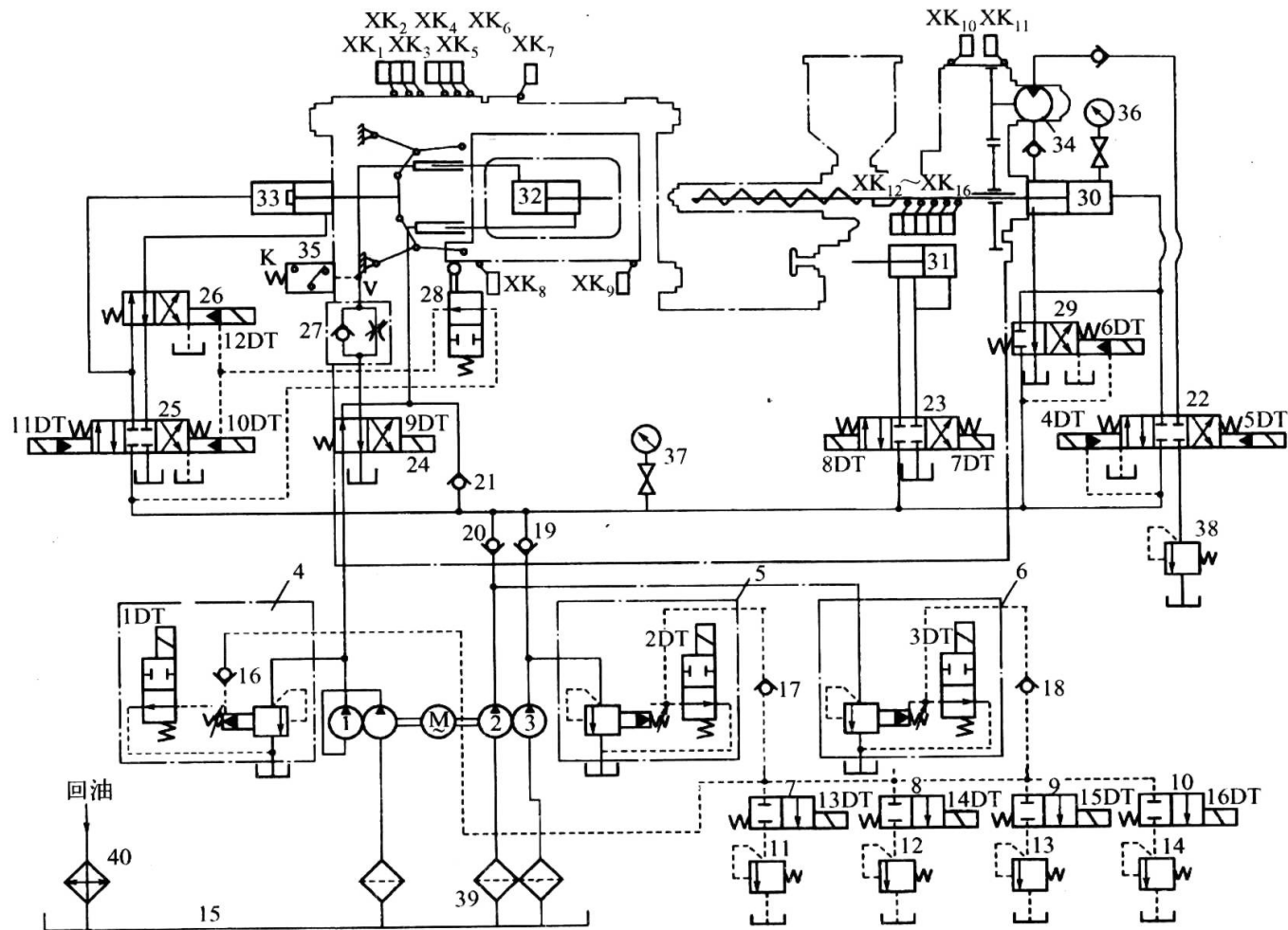


图 9-30 SZ-250A 型注塑机液压系统

1、2、3—液压泵；4、5、6—阀组；7~10、22~26、28、29—换向阀；11~14—远程调压阀；15—油箱；  
16~21—单向阀；27—单向节流阀；30~33—液压缸；34—液压马达；35—电磁继电器；  
36、37—压力表；38—背压阀；39—过滤器；40—冷却器。

液压马达 34 为叶片马达，用以驱动预塑装置，最高转速为 2000r/min，最低转速为 100r/min，在压力为 6MPa 时驱动转矩为 70.6N·m。液压缸 30 为注射缸，它与液压马达 34 共同完成注射工作。液压缸 31 为注射座移动液压缸，用以驱动注射座的往复运动。

2. 液压系统工作原理

注塑工艺为程序化的连续工作的周期过程，工作情况如下：

1) 高压慢速闭模

高压慢速闭模仅液压泵 1 (25L/min) 工作 (1DT 通电，系统工作压力由安全—卸载阀 4 控制，额定工作压力为 14MPa)，液压泵 2 和 3 卸载 (2DT 和 3DT 断电)。液压泵 1 向液压缸 32 和 33 供液，完成闭模工序。具体情况如下：液压泵 1 输出的压力油液→二位四通电磁换向阀 24 (左位)→顶出液压缸 32 右腔；其左腔回油→单向节流阀 27 的单向阀→二位四通电磁换向阀 (左位)→冷却器 40→油箱 41；顶出液压缸 32 左移退回原位。

液压泵 1 输出的压力油液→二位四通电磁换向阀 24 (左位)→单向阀 21→三位四通电磁换向阀 25 (左位，11DT 通电，10DT 断电)→合 (移) 模液压缸 33 右腔；其左腔回油→二位四通电磁换向阀 26 (左位，12DT 断电)→二位四通电磁换向阀 24 (左位)→冷却器

40→油箱 41；合模液压缸 33 活塞右行，完成闭模。

## 2) 快速闭模

液压泵 1 (25L/min) 经二位四通电磁换向阀 24 (左位) 和单向阀 21、液压泵 2 (75L/min) 经单向阀 20、液压泵 3 (100L/min) 经单向阀 19 联合向三位四通电磁换向阀 25 (左位, 11DT 通电, 10DT 断电) 供液, 并且 12DT 通电, 使二位四通 (实际作用为二位三通) 电磁换向阀 26 处右位 (控制压力油液来自主油路和行程阀 28 的通路), 合模液压缸 33 差动连接, 快速闭模。工作压力由压力控制阀组 5 或 6 控制或由远程调压阀 11~14 的其中之一控制。

## 3) 低压慢速闭模

低压慢速闭模时仅液压泵 2 (75L/min) 工作 (工作压力由远程调压阀 11 控制,  $p < 7\text{MPa}$ ), 液压泵 1 和 3 卸载。液压泵 2 输出的压力油液→单向阀 20→三位四通电磁换向阀 25, 当 11DT 通电、10DT 断电, 该阀处左位时, 可使合模液压缸 33 完成闭模工作, 进回油路不重述。选择高压或低压慢速闭模或快速闭模由制品工艺要求决定。

## 4) 注射座整体前进

注射座整体前进为注射工艺作准备, 整体后退为启模工艺作准备。注射座整体前进或后退是由移座液压缸 31 驱动、由三位四通电磁换向阀 23 控制的。前进或后退时速度和工作压力可根据工艺要求选择液压泵 1、2、3 及相应的压力控制阀。现以液压泵 1 (25L/min) 供液 (1DT 通电, 15DT 通电, 二位二通电磁换向阀 9 处右位, 系统工作压力由远程调压阀 13 控制) 来说明。

液压泵 1 输出的压力油液 (1DT 通电, 15DT 通电) →二位四通电磁换向阀 24→单向阀 21→三位四通电磁换向阀 23 (7DT 通电, 8DT 断电, 处右工位) →移座液压缸 31 右腔, 注射座前移 (短时差动快进, 稍时非差动 (通常状态) 前进), 液压缸 31 左腔回液→三位四通电磁换向阀 23→冷却器 40→油箱 41。注射座行程位置由行程开关  $XK_{10}$  控制。

## 5) 注射

注射座前进到预定位置后, 注射液压缸 30 工作, 将流动状态的塑料注入模具, 使之成型为产品。对液压泵 1、2、3 选择性供油, 可获得 7 种注射速度 (液压泵 1, 2, 3; 液压泵 1 和 2, 1 和 3; 液压泵 2 和 3; 液压泵 1、2 和 3)。现仅对液压泵 2 供油时的注射情况说明如下: 液压泵 2 (75L/min) 输出的压力油液 (2DT 通电, 14DT 通电, 远程调压阀 12 进行压力控制) →单向阀 20→三位四通电磁换向阀 22 左位 (4DT 通电, 5DT 断电) →注射缸 30 右腔; 其左腔回液→二位四通电磁换向阀 29 左位 (6DT 断电) →冷却器 40→油箱 41; 注射缸 30 左 (前) 移, 进行注射工作。

## 6) 保压

注射缸压下行程开关  $XK_{12}$  时, 注射结束, 开始保压。保压的目的是使被注入的流动状态的塑料在模具中成型化。保压工作由注射座移动液压缸 31 和注射缸 30 共同完成。这时两液压缸右腔均为高油液, 左腔为低压油液, 进回油通路如前述, 不重复。保压时需要较高的压力, 保压时液压泵 1 工作 (额定压力 14MPa), 工作压力由远程调压阀 12 控制 (1DT 通电, 14DT 通电)。

## 7) 预塑和防流涎

预塑的目的是防止熔融塑料内卷入空气, 使塑料制品“实化”。预塑工序由预塑液压马

达 34 完成, 预塑压力由远程调压阀 14 调节 (16DT 通电, 1DT、2DT、3DT 之一通电)。

预塑时可根据工艺要求选择液压泵 1 或 2 或 3 供液。现以液压泵 3 (100L/min) 供液说明工作情况。液压泵 3 输出压力油液→单向阀 19→三位四通电液换向阀 22 右位 (5DT 通电, 4DT 断电)→预塑液压马达 34 上腔, 它作回转运动, 通过齿轮副驱动螺杆进行预塑。螺杆反推力使注射缸 30 左腔回液, 这样, 预塑液压马达下腔排出的低压油液→注射缸 30 左腔→二位四通电液换向阀 29 左位→冷却器 40→油箱 41。

当预塑结束时, 使注射缸 30 快速后退一定距离, 防止流涎, 后退距离由行程开关 XK<sub>16</sub> 控制。快速退回时三泵联合供液 (共计 200L/min), 使 6DT 通电, 二位四通电液换向阀 29 处右位, 注射缸 30 左腔进液, 右腔回液, 快速退回, 压下行程开关 XK<sub>11</sub> 时停止。注射缸 30 快退时的进回油路读者不难分析, 不另述。

#### 8) 注射座整体后退

上述工序结束后, 注射座整体后退, 为启模工作作准备。注射座后退时仍选择液压泵 1 供液 (见注射座整体前进说明), 这时液压泵 1 输出的压力油液→二位四通电磁换向阀左位 (9DT 断电)→单向阀 21→三位四通电磁换向阀 23 左位 (6DT 通电, 7DT 断电, 其处左位)→移座液压缸 31 左腔, 其右腔回液→三位四通电磁换向阀 23 左位→冷却器 40→油箱 41。后退行程位置由行程开关 XK<sub>11</sub> 控制 (XK<sub>11</sub> 发控制信号, 使 6DT 断电, 三位四通电磁换向阀处中位, O 型中位机能使移座液压缸 31 锁定)。

#### 9) 启模

启模的目的是为塑料制品的取出作准备, 有三种启模方式: 慢速启模 I、慢速启模 II 和快速启模。慢速启模 I 选择液压泵 1 供液 (25L/min), 慢速启模 II 选择液压泵 2 供液 (75L/min), 快速启模时三泵联合供液 (共计 200L/min), 仅以后者 (快速 I) 为例说明启模工作情况。

液压泵 1 输出的压力油液→二位四通电磁换向阀 24→单向阀 21, 液压泵 2 输出的压力油液→单向阀 20, 液压泵 3 输出的压力油液→单向阀 21, 三路油液汇流→三位四通电液换向阀 25 右位 (10DT 通电, 11DT 断电)→二位四通电液换向阀 26 左位 (12DT 断电)→移 (合) 模液压缸 33 右腔; 其左腔回液→三位四通电液换向阀 26 左位→冷却器 40→油箱 41; 移 (合) 模液压缸 33 快速退回原位。

启模方式由制品工艺决定。

#### 10) 制品顶出

启模结束后可将制品顶 (取) 出, 这时需要较大的力, 且为了保证产品质量, 取出速度不宜过快, 使用液压泵 1 (14MPa, 25L/min) 作为取出动力源。液压泵 1 输出的压力油液→二位四通电磁换向阀 24 右位 (9DT 通电)→单向节流阀 27 的节流阀→顶出液缸 32 左腔, 其右腔回液→二位四通电磁换向阀 24 右位→冷却器 40→油箱 41, 顶出缸 32 右移, 将制品顶出。顶出结束时, 压力继电器发出信号, 液压泵 1 卸载, 顶出缸 32 停止工作。

#### 11) 螺杆后退

成品顶出后, 应将螺杆后退, 将之拆卸下来和清除螺杆包料, 保证注射量精度。螺杆后退时的进回油路与防流涎相同, 不另述。

为帮助读者阅读液压系统图, 将注塑机工作过程中电磁铁动顺序和行程开关的作用分别列表, 见表 9-5 和表 9-6。



表 9-5 SZ-250A 注射机电磁铁动作顺序

电磁铁		1DT	2DT	3DT	4DT	5DT	6DT	7DT	8DT	9DT	10DT	11DT	12DT
动作													
闭模	慢速闭模	+										+	
	快速闭模	+	+	+								+	+
	低压慢速闭模		+									+	
	高压闭模	+										+	
注射座整体前进		+						+					
注射	注射速度 I	+	+	+	+			(+)					
	注射速度 II	+	+	+	+			(+)					
	注射速度 III	+	+	+	+			(+)					
保 压		+			+			(+)					
预 塑		+	+	+		+		+*					
防 流 涎		+	+	+			+						
注射座整体后退		+							+				
启模	慢速启模 I	+									+		
	快速启模	+	+	+							+		
	慢速启模 II		+								+		
制 品 顶 出		+								+			
螺 杆 后 退		+					+						
注：1.+表示电磁铁通电； 2.(+)表示电磁铁仅在自动、半自动操作时通电； 3.+*仅在固定加料和加料退回时通电													

表 9-6 SZ-250A 注射机行程开关作用说明

代 号	工作状态	作 用	代 号	工作状态	作 用
XK <sub>1</sub>	瞬压下	低压慢速闭模开始	XK <sub>8</sub> 、XK <sub>9</sub>	脱 开	启闭模动作停止（安全门打开）
XK <sub>2</sub>	常压下	启模结束	XK <sub>10</sub>	常压下	半自动、自动操作预备注射
XK <sub>3</sub>	常压下	慢速启、闭模	XK <sub>11</sub>	常压下	注射座后退结束
XK <sub>4</sub>	常压下	慢速启模	XK <sub>12</sub>	常压下	注射结束，保压开始
XK <sub>1</sub> 、XK <sub>3</sub> 、XK <sub>4</sub>	脱 开	快速启、闭模	XK <sub>13</sub>	常压下	注射速度 II 结束，注射速度 III 开始
XK <sub>5</sub>	瞬压下	顶出开始	XK <sub>14</sub>	脱 开	注射速度 I 结束，注射速度 II 开始
XK <sub>6</sub>	常压下	慢速闭模	XK <sub>15</sub>	常压下	预塑结束，防流涎开始
XK <sub>7</sub>	常压下	高压闭模结束	XK <sub>16</sub>	常压下	防流涎结束
XK <sub>8</sub> 、XK <sub>9</sub>	常压下	半自动操作闭模开始	K	压 下	顶出结束



### 9.7.3 注塑机液压系统的特点

(1) 根据注塑成型工艺, 模具在启闭过程中和注塑时各阶段的速度不一样, 而且快速与慢速的差别较大, 这是因为要照顾到模具寿命、制品质量和生产效率。为此通常采用双泵或多泵分级容积调速回路, 有时还常用差动增速, 以充分利用液压系统的功率, 具有效率高、发热少的优点。

(2) 在机器整个动作循环过程中, 按闭模、注射、保压等各动作的要求, 液压系统需有不同的压力, 为此利用先导型溢流阀外部压力控制原理实现多级调压, 同时先导型溢流阀还兼有卸载作用, 以节省功率。

(3) 常用液压马达代替电动机驱动螺杆进行预塑, 可充分发挥液压传动的优点。有些注塑机还采用旁路节流调速, 使马达转速可无级调节。

(4) 注塑机液压系统按注塑能力可选用中压和高压级。一次注射量小于 1000g 的中小型注塑机采用单级或双级叶片泵作为动力源, 额定压力为 (7~14) MPa; 大中型注塑机往往采用轴向柱塞泵作为动力源, 额定压力为 32MPa。对中高压注塑机液压系统, 为保证足够合模力, 往往还需要采用液压—机械组合三连杆锁模或增压回路增力。SZ-250A 型注塑机液压系统是采用三连杆锁模的。

(5) 注塑机液压系统采用多级压力调节, 用电液开关控制多缸顺序动作和多级容积调速, 对各种塑料制品加工适应性强, 自动化程度高, 但整个液压系统所需液压元件较多, 系统复杂, 而且在压力和速度转换过程中会产生冲击现象, 系统稳定性差。

近年来, 随着液压技术的发展和自动化水平的提高, 注塑机采用数控或微机控制电液比例系统或电液伺服系统来取代传统的开关式液压系统, 使系统简化优化其注塑工艺, 进一步提高系统效率, 减少发热。

## 本章小结

本章介绍了液压系统的概念、分类和液压系统工作原理图一般阅读方法; 接着介绍了压力机械、机床(磨床和液压滑台)、起重机械(汽车吊)、挖掘机械和塑料注塑成型机械的液压系统。

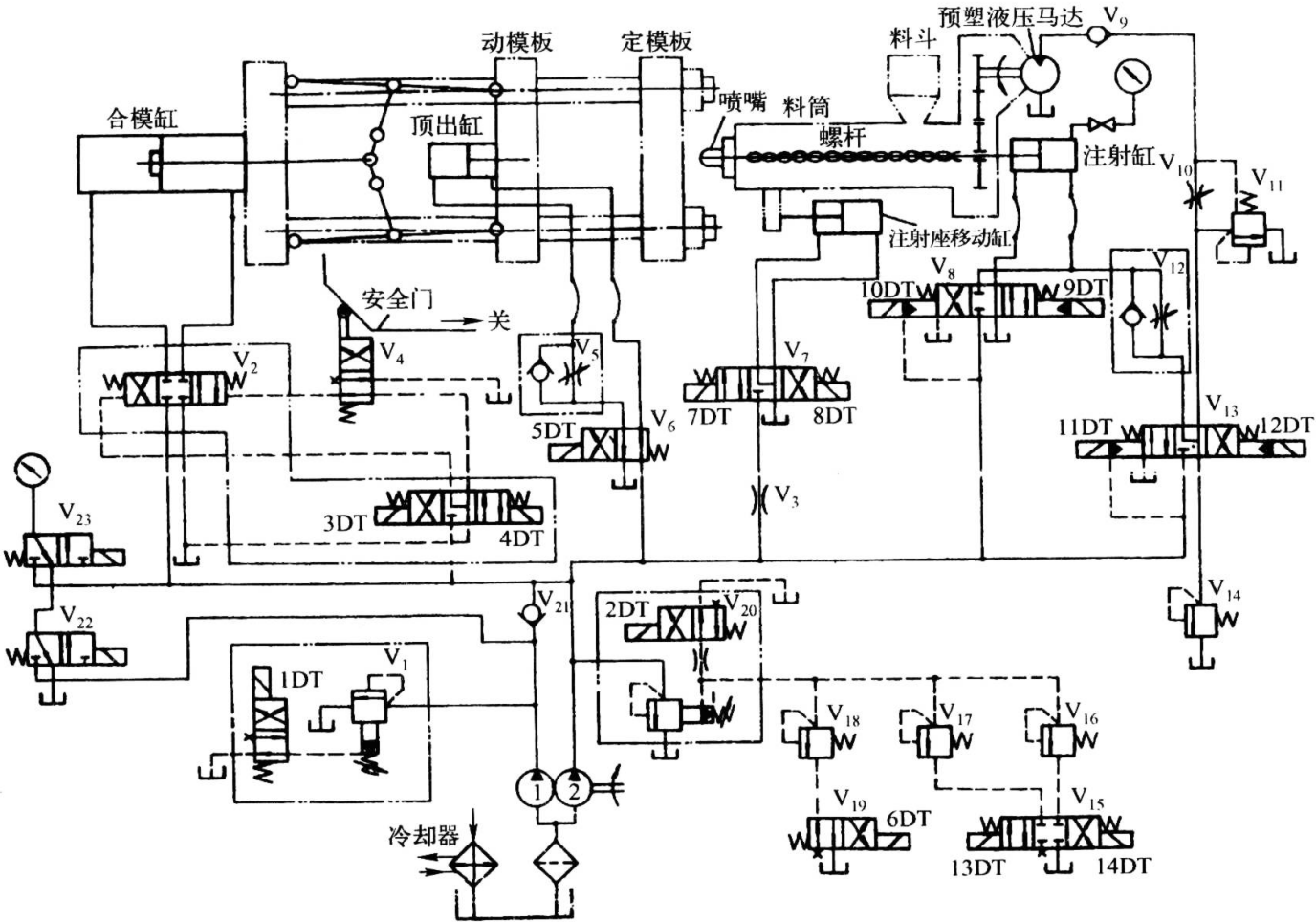
以执行元件为中心将液压系统划分为若干部分, 分析每一执行元件的动作原理, 进而综合分析整个液压系统的工作原理, 这是分析液压系统工作原理的基本方法。

分析液压系统的工作原理, 即弄清液压泵的输出油液是经过哪些管路和液压元件而流入执行元件的进液腔及它排出的低压油液经过哪些管路和液压元件回到油箱的; 为实现油液流入和排出执行元件, 换向阀是如何动作的, 执行元件的速度和工作压力是如何控制的, 这样就分析出液压系统的工作原理。

## 习 题

9-1 塑料成型注射机可将颗粒状塑料加热融化到流动状态, 快速注入模型, 保压一段时

间，冷却后成型为塑料制品。SZ-250A 型注塑机液压系统如题图 9-1 所示，动作顺序为：① 合模→② 注射座前进→③ 注射→④ 保压→⑤ 预塑→⑥ 注射座后退→⑦ 开模→⑧ 预出制品→⑨ 顶出缸后退→⑩ 合模。合模时可快速、慢速、低压及高压合模；注射时可低压和快速注射；开模时可快速和慢速开模。分析如下问题：

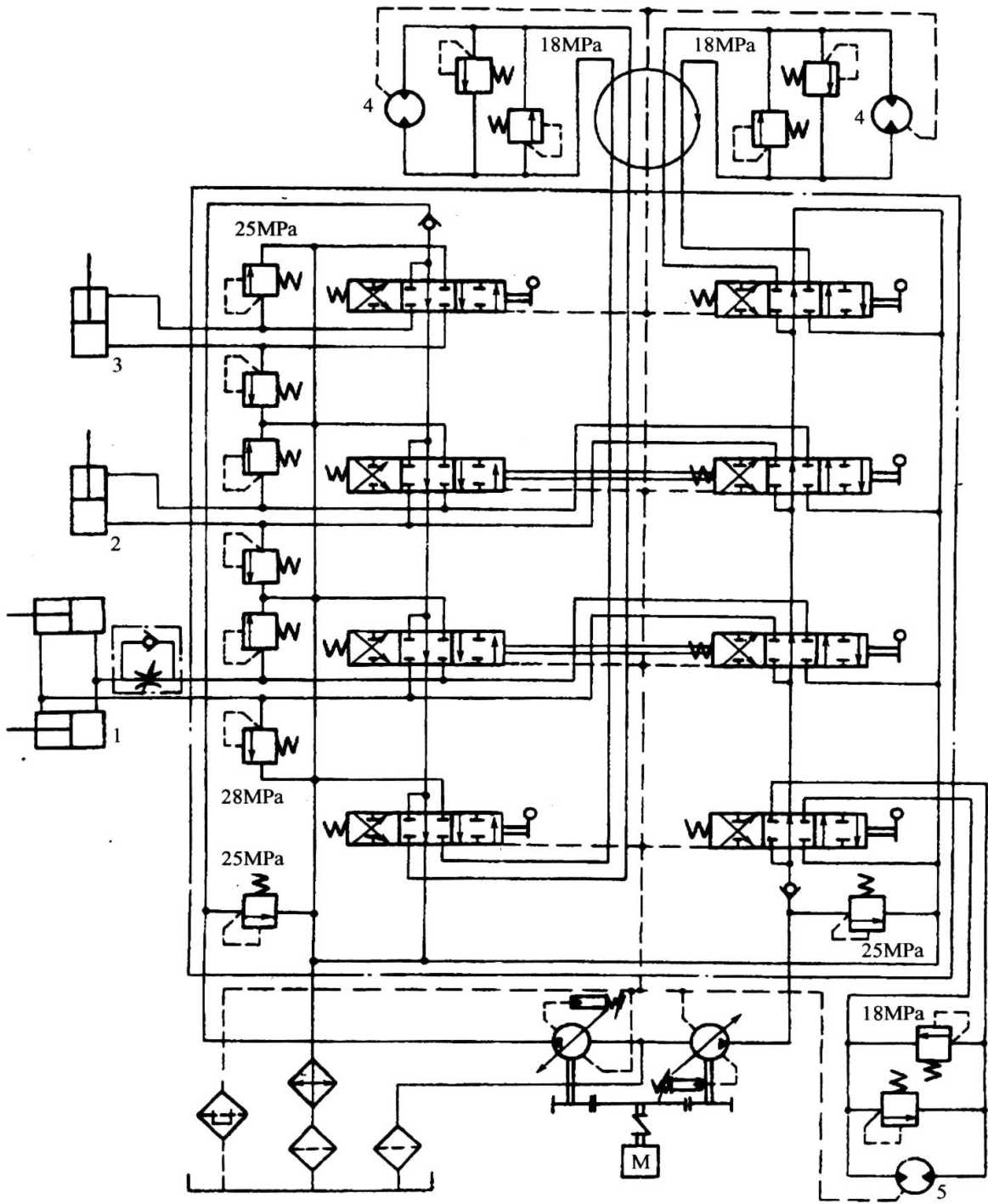


题图 9-1 SZ-250A 型注塑机液压系统

- (1) 快速合模和慢速合模时，电磁铁控制状态，相应换向阀所处工位，液流走向；
- (2) 低压合模和高压合模时，电磁铁控制状态，液流走向，快速及慢速的控制方式；
- (3) 快速注射和慢速注射时，电磁铁控制状态，液流走向，快速及慢速的控制方式；
- (4) 保压时的电磁铁控制状态，泵 1 和泵 2 的工作状态；
- (5) 快速和慢速开模时电磁铁控制状态；
- (6) 顶出缸前进和退回时电磁铁控制状态，液流走向，顶出缸的速度控制方式。

9-2 题图 9-2 为 0.6m<sup>3</sup> 单斗液压挖掘机液压系统。主泵采用两台 YCY14-1 型轴向柱塞泵，溢流阀调整压力为 25MPa，各液压缸过载阀调整压力除铲斗缸为 25MPa 外，其他均为 28MPa。行走液压马达和回转液压马达采用 ZM75 型径向柱塞马达，其制动溢流阀压力调整到 18MPa。试分析液压系统油路和各液压元件的作用，并回答：

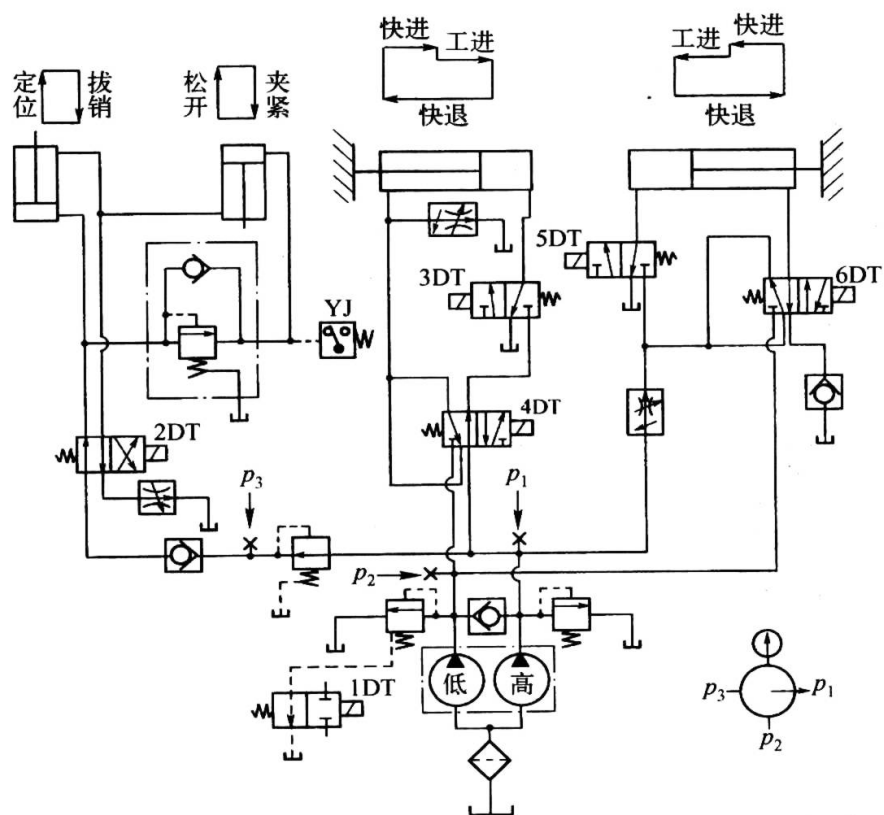
- (1) 系统采用了什么样的变量和功率调节方式？
- (2) 系统采用了什么样的回路组合方式和合流方式？
- (3) 液压马达如何制动和缓冲？



题图 9-2 单斗液压挖掘机液压系统

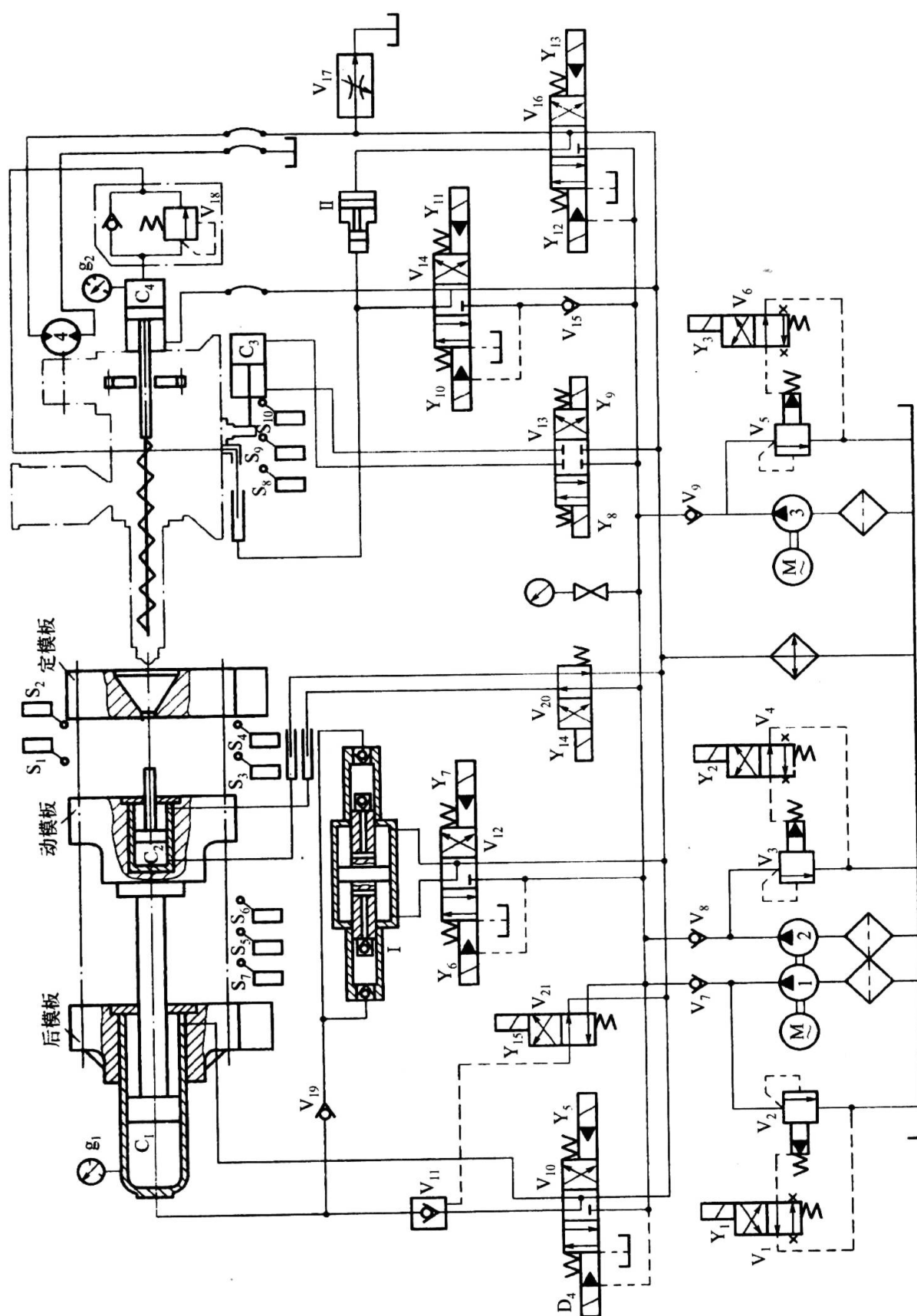
1—动臂缸；2—斗杆缸；3—铲斗缸；4—行走液压马达；5—回转液压马达。

- 9-3** 某金属加工机床液压系统如题图 9-3 所示，分析它是如何实现工件定位、工件装夹、液压缸快进、工进（加工工件）、快退、工件松开、拔销（取下工件）动作的？相应的电磁换向阀及电磁铁是如何动作的？液压缸的工作速度是如何调节的？
- 9-4** SZ-1000 型注塑机液压系统如题图 9-4 所示，分析其工作原理，并与 9-1 的注塑机液压系统进行比较，分析其相同或相近和相异之处。



动作名称	电气元件							备注
	1DT	2DT	3DT	4DT	5DT	6DT	YJ	
定位加紧								(1) I、II 两个回路各自进行独立动作循环、互不约束; (2) 4DT、6DT 中任一通电时, 1DT 通电; 4DT、6DT 均断电时, 1DT 才断电
快进								
工进								
卸荷 (低)								
快退								
松开拔销								
原位卸荷 (低)								

题图 9-3 金属加工机床液压系统



题图 9-4 SZ-1000 型注塑机液压系统

1、2、3—液泵；4—液马达；I、II—增压器；g<sub>1</sub>、g<sub>2</sub>—电接点压力表；

V<sub>1</sub>、V<sub>4</sub>、V<sub>6</sub>、V<sub>10</sub>、V<sub>12</sub> ~ V<sub>14</sub>、V<sub>16</sub>、V<sub>20</sub>、V<sub>21</sub>—换向阀；

V<sub>2</sub>、V<sub>3</sub>、V<sub>5</sub>—先导型溢流阀；V<sub>11</sub>—液控单向阀；V<sub>17</sub>—调速阀；V<sub>18</sub>—溢流阀；C<sub>1</sub> ~ C<sub>4</sub>—液压缸。



## 第 10 章 液压系统的设计

### 10.1 液压系统的设计内容和步骤

液压系统的设计是整机设计的组成部分,设计的目的是使主机在液压系统的配合或控制下,实现主机的工作要求,这也是设计液压系统的依据。

设计的出发点是可以充分发挥组成元件的工作性能,也可以是追求工作状态的可靠性。实际设计中常是两种出发点不同程度的组合。液压系统的设计并没有统一的模式和步骤,也免不了反复和修改。以下设计流程和内容可供参考。

#### 1. 明确设计要求

明确主机总体结构和布局,了解主机对液压元件有无位置及空间尺寸的限制。

明确主机作业流程、工作循环方式、技术参数和性能要求,了解哪些动作是要求液压系统实现的,这些动作有无变速、同步、互锁、顺序等要求。

明确主机工作环境(室内、野外、寒冷、高温等),作为选择工作介质的依据。

#### 2. 作工况分析

工况分析的目的是进一步明确主机在性能方面的要求,内容包括负载分析和运动分析。对简单的机器,只须确定最大负载和最大速度点,对复杂的机器,要编制负载和运动循环图。对液压缸要求作出负载—时间( $F-t$ )和运动—时间( $x-t$ ,  $u-t$ ,  $a-t$ )循环图;对液压马达,则要求作出转矩—时间( $T-t$ )和运动—时间( $Q_M-t$ ,  $\omega_M-t$ ,  $\varepsilon_M-t$ )循环图。由这些图可确定功率—时间循环图等。其目的是合理调节各执行元件的动作时间和速度,使系统最为经济合理。

#### 3. 确定液压系统的主要参数

压力和流量是液压系统的两个主要参数。压力的选择通常参考同类液压系统按经验选取,可参考表 10-1。

压力选定后,可根据负载分析,选择液压缸有效工作面积  $A$  和液压马达几何排量  $q_{Mv}$ :

$$A = \frac{F_{\max}}{p\eta_m} \quad (10.1.1)$$

其中  $F_{\max}$  为液压缸最大负载,  $\eta_m$  为液压缸机械效率( $\eta_m = 0.90 \sim 0.97$ ),  $p$  为选定压力,  $A$  为液压缸有效工作面积。

$$q_{Mv} = \frac{2\pi T_{\max}}{p\eta_{Mm}} \quad (10.1.2)$$

其中,  $T_{\max}$  为液压马达最大负载转矩,  $\eta_{Mm}$  为机械效率(齿轮和柱塞马达  $\eta_{Mm} = 0.80 \sim 0.90$ ),  $p$  为选定压力,  $q_{Mv}$  为液压马达的几何排量。

根据选择的  $A$  和  $q_{Mv}$ , 确定液压系统的最大流量

$$Q_{\max} = \begin{cases} Au_{\max} / \eta_V \\ q_{Mv} n_{M\max} / \eta_{Mv} \end{cases} \tag{10.1.3}$$

其中  $u_{\max}$  为液压缸最大速度， $\eta_V$  为液压缸容积效率； $n_{M\max}$  为液压马达最大转速， $\eta_{Mv}$  为液压马达容积效率。

表 10-1 各类主机的液压系统常用压力

主机类型	系统压力/MPa	主机类型	系统压力/MPa
精加工机床	0.8~2	农业机械、小型工程机械、工程机械辅助机构	10~16
半精加工机床	3~5	液压机、重型机械、大中型挖掘机、起重机输出机械	20~32
粗加工和重型机床	5~10	矿山采掘机械	10~25

4. 拟定液压系统原理图

液压系统的原理图不是唯一的。一般可参照同类设备依次确定回路方式、液压油类型、执行元件及液压泵类型、调速、调压及换向方式。中小功率液压系统一般优先选择开式系统，大功率液压系统或对重量限制严格时选择闭式系统。另外还要确保工作安全可靠，要防止系统过热和液压冲击。

5. 液压元件选择

液压泵的工作压力  $p_B = p + \Delta p$ ， $p$  为执行元件入口压力（已选定）， $\Delta p$  为各种压力损失之和，简单的液压系统  $\Delta p = (0.2 \sim 0.5)$  MPa，复杂液压系统  $\Delta p = (0.5 \sim 1.5)$  MPa。液压泵的额定工作压力  $p_H = (1.3 \sim 1.5) p_B$ 。

液压泵最大流量  $Q_{\max} = Q_H = K(\sum Q)_{\max}$ ， $K$  为泄漏系数， $K = 1.1 \sim 1.3$ ， $(\sum Q)_{\max}$  为执行元件同时运动时所需的最大流量。

根据选择的液压泵选择电动机。

液压马达按前面计算结果选择，液压缸可按前面计算结果选择，必要时可自行设计。

液压阀的选择依据为系统最高工作压力，通过该阀的最大流量及安装方式，一般可选择定型产品，不得已时设计专用阀。溢流阀按泵的最大流量选取；节流阀和调速阀额定流量应略大于管路中的最大流量，最小稳定流量要低于管路中最小流量；其他阀的流量也要大于管路中实际流量，过载能力以不超过 20%为宜。

管件和管接头的选择应使管中最大流速满足流量要求，尽可能减少管件的规格型号。

油箱容量可根据液压泵流量大小，参照经验合理选取。

6. 液压系统的验算

液压系统的验算包括压力计算、系统容积效率计算和发热估算三方面内容。如果根据液压系统管路和液压元件的压力损失之和  $\Delta p$  大于原来估计值，则应提高液压泵工作压力；如果容积损失大于估计值，则增大泵的几何排量；如果油液温升超过允许值（发热过大），则应考虑采用冷却措施。

7. 正式绘制工作图和编制技术文件

所设计的液压系统经过验算后，即可对初步拟定的液压系统进行修改，并绘制正式工作图和编制技术文件。

正式工作图包括液压系统原理图、液压系统装配图、液压缸等非标准元件装配图及零

件图。液压系统原理中应附有液压元件明细表，表中标明各液压元件的型号规格、压力和流量等参数值，一般还应绘出各执行元件的工作循环图和电磁铁的动作顺序表。

液压系统装配图是液压系统的安装施工图，包括油箱装配图，集成油路装配图和管路安装图等，在管路安装图中应画出各油管的走向，固定装置结构，各种管接头的形式、规格等。

技术文件一般包括液压系统设计计算说明书，液压系统使用及维护技术说明书，零、部件目录表及标准件、通用件、外购件表等。

## 10.2 液压系统设计计算实例

某厂要自制一台卧式单面多轴钻孔组合机床，钻  $\phi 13.9\text{mm}$  孔 14 个，钻  $\phi 8.5\text{mm}$  孔 2 个；要求的工作循环是：动力滑台快速接近工件，然后以工作进给速度钻孔，加工完毕后快速退回到原始位置，最后自动停止；工件材料：铸铁，硬度为 240HBS；假设运动部件所受重力为  $G=9800\text{N}$ ；快进、快退速度  $v_1=0.1\text{m/s}$ ；动力滑台采用平导轨，静、动摩擦因数： $\mu_s=0.2$ ， $\mu_d=0.11$ ；往复运动的加速、减速时间为 0.2s，快进行程  $L_1=100\text{mm}$ ，工进行程  $L_2=50\text{mm}$ 。试设计计算其液压系统。

### 10.2.1 负载与运动分析

#### 1) 计算工作负载

工作负载即为切削阻力，钻铸铁孔时其轴向切削阻力可用下列经验公式计算：

$$F_q = 25.5DS^{0.8}\text{HBS}^{0.6} \quad (10.2.1)$$

式中  $F_q$ ——切削力，N；

$D$ ——孔径，mm；

$S$ ——每转进给量，mm/r；

HBS——铸件硬度。

选择切削用量为：钻  $\phi 13.9\text{mm}$  孔时，取主轴转速  $n_1=360\text{r/min}$ ，每转进给量  $S_1=0.147\text{mm/r}$ ，钻  $\phi 48.5\text{mm}$  孔时，取主轴转速  $n_2=550\text{r/min}$ ，每转进给量  $S_2=0.096\text{mm/r}$ 。则

$$F_q = 14 \times 25.5D_1S_1^{0.8}\text{HBS}^{0.6} + 2 \times 25.5D_2S_2^{0.8}\text{HBS}^{0.6} = 30468(\text{N})$$

#### 2) 计算摩擦负载

$$F_{fs} = \mu G = 0.2 \times 9800 = 1960(\text{N}) \quad (10.2.2)$$

$$F_{fd} = \mu_d G = 0.1 \times 9800 = 980(\text{N}) \quad (10.2.3)$$

#### 3) 计算惯性负载

$$F_g = \frac{G\Delta v}{g\Delta t} = \frac{9800}{9.8} \times \frac{0.1}{0.2} = 500(\text{N}) \quad (10.2.4)$$

#### 4) 计算工进速度

工进速度可按  $\phi 3.9\text{mm}$  孔的切削用量计算，即

$$u_2 = n_1 S_1 = \frac{360}{60} \times 0.147 = 0.88(\text{mm/s}) = 0.88 \times 10^{-3} \text{m/s} \quad (10.2.5)$$

5) 计算各工况负载  
如表 10-2 所列。

表 10-2 液压缸负载计算值

工 况	计 算 公 式	液压缸负载 $F(\text{N})$	液压缸驱动力 $F_0(\text{N})$
启 动	$F = \mu_s G$	1960	2180
加 速	$F = \mu_d G + (G/g)(\Delta u / \Delta t)$	1480	1650
快 进	$F = \mu_d G$	980	1090
工 进	$F = F_c + \mu_d G$	31448	34942
反向启动	$F = \mu_d G$	1960	2180
加 速	$F = \mu_d G + (G/g)(\Delta u / \Delta t)$	1480	1650
快 退	$F = \mu_d G$	980	1090

6) 计算快进、工进和快退时间

快进  $t_1 = L_1 / u_1 = 100 \times 10^{-3} / 0.1 = 1(\text{s})$  (10.2.6)

工进  $t_2 = L_2 / u_2 = 50 \times 10^{-3} / 0.88 \times 10^{-3} = 56.6(\text{s})$  (10.2.7)

快退  $t_3 = (L_1 + L_2) / u_1 = (100 + 50) \times 10^{-3} / 0.1 = 1.5(\text{s})$  (10.2.8)

7) 绘制液压缸  $F-t$  与  $u-t$  图

由上述数据即可绘制出  $F-t$  与  $u-t$  图，如图 10-1 所示。

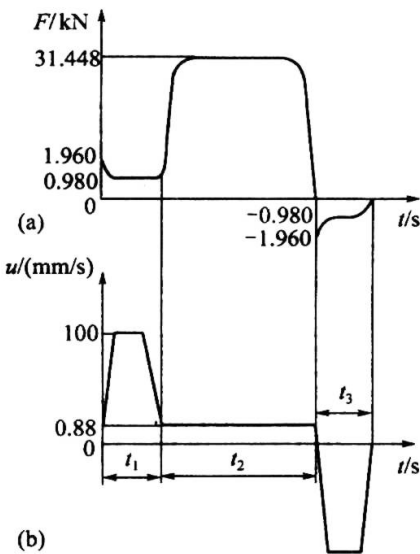


图 10-1  $F-t$  与  $v-t$  图

10.2.2 确定液压缸参数

1) 初选液压缸工作压力

参考表 10-3，初选液压缸工作压力  $p_1=4\text{MPa}$ 。为使快进、快退速度相等并使系统油源所需最大流量减小 1/2 倍，选用  $A_1 = 2A_2$  差动液压缸。快进时液压缸作差动连接，由于管路中有压力损失，液压缸有杆腔压力  $p_2$  必须大于无杆腔压力  $p_1$ ，计算中取两者之差  $\Delta p = p_2 - p_1 = 0.5 \text{ MPa}$ ；同时还要注意到，启动瞬间活塞尚未移动，此时  $\Delta p = 0$ 。工进时为防止孔钻通时负载突然消失发生前冲现象，液压缸回油腔应有背压，设此背压为  $0.6\text{MPa}$ 。同时假定，快退时间油压损失为  $0.7\text{MPa}$ 。

表 10-3 各工况所需压力、流量和功率

工 况		计 算 公 式	$F_0(\text{N})$	回油腔压力 $p_2(\text{MPa})$	进油腔压力 $p_1(\text{MPa})$	输入流量 $Q(\text{L/s})$	输入功率 $P(\text{kW})$
快进	启动	$p_1 = \frac{F_0 + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2}$	2180	—	0.48	—	—
	加速	$Q = A_1 u_1$	1650	1.27	0.77	—	—
	恒速	$P = p_1 q$	1090	1.16	0.66	0.5	0.33
工进		$p_1 = \frac{F_0 + A_2 p_1}{A_1}$ $q = A_1 u_2 \quad P = p_1 Q$	34942	0.6	3.96	$0.83 \times 10^{-2}$	0.033
快退	启动	$p_1 = \frac{F_0 + A_2 p_2}{A_2}$	2180	—	0.48	—	—
	加速	$q = A_1 u_1$	1650	0.7	1.86	—	—
	恒速	$P = p_1 Q$	1090	0.7	1.73	0.45	0.78

2) 计算液压缸主要尺寸

由式 (10.1.1) 得

$$A_1 = \frac{F}{\eta_m p} = \frac{F}{\eta_m (p_1 - p_2 / 2)} = \frac{31448}{0.9 \times (4 - 0.6 / 2) \times 10^6} = 94 \times 10^{-4} (\text{cm}^2)$$

(10.2.9)

液压缸直径为

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 94}{\pi}} = 10.9 (\text{cm})$$

(10.2.10)

取标准直径  $D = 110 \text{mm}$  ; 因为  $A_1 = 2A_2$  , 所以

$$d = 0.7D \approx 80 \text{mm}$$

(10.2.11)

则液压缸有效面积

$$A = A_1 - A_2 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 50.3 (\text{cm}^2)$$

(10.2.12)

3) 计算液压缸在工作循环中各阶段的压力、流量和功率

如表 10-4 所列。

表 10-4 双联叶片泵和限压式变量叶片泵的比较

双联叶片泵	限压式变量叶片泵
1. 流量突变时, 液压冲击取决于溢流阀的性能, 一般冲击很小	1. 流量突变时, 定子反应滞后, 液压冲击大
2. 内部径向力平衡, 压力平衡, 噪声小, 工作性能较好	2. 内部径向力不平衡, 轴承负载较大, 压力波动及噪声大, 工作平稳性差
3. 须配有溢流阀—泄载阀组, 系统较复杂	3. 系统较简单
4. 有溢流损失, 系统效率较低, 温升较高	4. 无溢流损失, 系统效率较高, 温升较小

4) 绘制液压缸工况图

如图 10-2 所示。



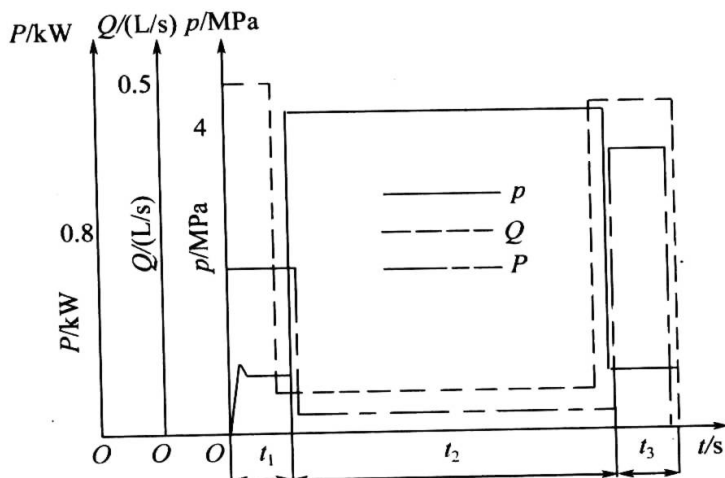


图 10-2 液压缸工况图

### 10.2.3 拟定液压系统图

#### 1. 选择基本回路

##### 1) 调速回路及油路循环形式的确定

考虑到所设计的液压系统功率较小，工作负载为阻力负载且工作中变化小，故选用进口节流调速回路。为防止孔钻通时负载突然消失引启动力部件前冲，在回油路上加背压阀。由于系统选用节流调速方式，系统必然为开式循环系统。

##### 2) 油源形式的确定

由工况图清楚看出：系统工作循环主要由相应于快进、快退行程的低压大流量和相应于工进行程的高压小流量两个阶段所组成，其最大流量与最小流量之比  $Q_{\max}/Q_{\min} = 0.5/0.83 \times 10^{-2} \approx 60$ ；其相应的时间之比  $(t_1 + t_3)/t_2 = (1 + 1.5)/56.6 = 0.044$ 。这表明，系统在一个工作循环中的绝大部分时间内都处于高压小流量下工作。从提高系统效率出发，选用单定量泵油源显然是不合理的，为此可选用限压式变量泵或双联叶片泵作为油源。从表 10-4 所列的比较看出，两者各有利弊，最后确定选用双联叶片泵方案。

##### 3) 快速、换向与速度换接回路的确定

本系统已选定差动回路作为快速回路。考虑到由快进速度  $u_1$  转为工进速度  $u_2$ ，速度变化大 ( $u_1/u_2 \approx 113$ )，故选用行程阀（而不采用二位二通电磁阀），从工进转快退时回油流量较大，故选用电液换向阀（不选用电磁换向阀）作为换向阀；这样做的目的都是为了减少液压冲击。

另外，考虑到本机床加工通孔，工作部件终点位置的定位精度要求不高，采用由挡块压下电气行程开关发出信号的行程控制方式即可满足要求；不需要采用定位精度较高的由滑台碰上死挡块后、由压力继电器发出信号的压力控制方式，以免结构复杂。

综上所述，本系统的基本回路是进口节流调速回路及差动回路。

#### 2. 组成系统图

在所选定的基本回路的基础上，再考虑以下要求和因素，便可组成一个完整的液压系统，如图 10-3 所示。

(1) 为了防止工进时，进油路与回油路串通。在系统中必须设置单向阀 6。

(2) 为了便于在调整和运行中测试出系统中有关部位的压力，应设一压力表及其开关 12。

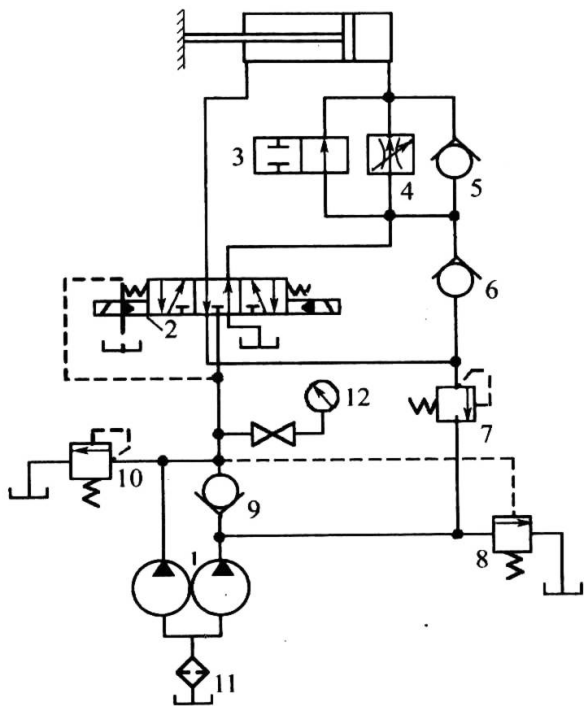


图 10-3 液压系统图

1—液压泵；2—三位五通电磁阀；3—二位二通阀；4—调速阀；5、6、9—单向阀；  
7、8、10—溢流阀；11—过滤器；12—压力表。

### 10.2.4 液压元件、辅件的选择

#### 1. 选择液压泵及其驱动电机

##### 1) 液压泵工作压力的计算

小流量泵在快进和工进时都向液压缸供油，由表 10-3 可知，液压缸在整个循环中的最大工作压力为 3.96MPa。如在调速阀进口节流调速回路中，选取进油路上的压力损失为 0.8MPa，则小流量泵的最高工作压力估算为

$$p_{B1} = 3.96 + 0.8 = 4.76 \text{ (MPa)} \quad (10.2.13)$$

大流量泵只在快进、快退时向液压缸供油，由表 10-3 可见，快退时液压缸的工作压力（为 1.86MPa）比快进时大；考虑快退时进油不通过调速阀，故其进油路压力损失比前者小，现取为 0.4MPa，则大流量泵的最高工作压力估算为

$$p_{B2} = 1.86 + 0.4 = 2.26 \text{ (MPa)} \quad (10.2.14)$$

##### 2) 液压泵流量的计算

由工况图 10-2 知，油源向液压缸输入的最大流量为  $0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ，若取回路泄漏系数为  $K=1.1$ ，则两个泵的总流量

$$Q_B = 1.1 \times 0.5 \times 10^{-3} = 0.55 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)} = 33 \text{ (L/min)} \quad (10.2.15)$$

考虑到溢流阀的最小稳定流量为 2L/min，工进时的流量为  $8.3 \text{ cm}^3/\text{s}$  (0.5L/min)，则小流量泵的流量至少应为 2.5L/min。

##### 3) 液压泵及其驱动电机规格的确定

根据以上计算数字查阅产品样本，选用规格相近的 YB<sub>I</sub>-2.5/30 型双联叶片泵。  
由工况图 10-2 知，最大功率出现在快退工况，这时所需电动机的功率

$$P = \frac{p_B q_B}{\eta_B} = \frac{2.26 \times 10^6 \times (2.5 + 30) \times 10^{-3}}{60 \times 10^{-3} \times 0.80} = 1.53(\text{kW}) \tag{10.2.16}$$

式中  $\eta_B$  ——双联叶片泵的总效率，取为 0.80，根据计算功率查产品样本，选用规格相近的 Y100L1-4 型电动机，其额定功率为 2.2kW。

2. 其他元、辅件的选择

(1) 根据系统的工作压力和通过各元、辅件的实际流量，所选择的元、辅件的规格如表 10-5 所列。其中：溢流阀 10 应按小流量泵的额定流量选取，但由于规格限制，选用 Y-10B 型；调速阀 4 选用 Q-6B 型，其最小稳定流量为 0.03L/m，小于本系统工进时的流量为 0.5L/min。

(2) 管道尺寸：管道尺寸由选定的标准元件连接口尺寸确定。

(3) 油箱容量：按经验公式计算油箱容量

$$V = (5 \sim 7) Q_B = 195(\text{L}) \tag{10.2.17}$$

10.2.5 液压系统主要性能验算

1. 系统压力损失计算

计算系统压力损失，必须知道管道的直径和管道长度。管道直径按选定元件的接口尺寸确定为  $d=18\text{mm}$ ，进、回油管道长度都定为  $l=2\text{m}$ ；油液的运动黏度取  $\nu=1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ ，油液的密度取  $\rho=0.9174 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

图 10-2 所示液压系统，在选定了如表 10-5 所列元件之后，液压缸在实际快进、工进和快退运动阶段的运动速度、时间以及进入和流出液压缸的流量，如表 10-6 所列。

表 10-5 液压元件表

序号	元 件 名 称	通过阀的最大流量 $Q(\text{L/min})$	规 格		
			型号	额度流量(L/min)	额度压力(MPa)
1	双联叶片泵	—	YB <sub>I</sub> -2.5/30	2.5/30	6.3
2	三位三通电液换向阀	69	5DY-100BY	100	6.3
3	行程阀	62	22C-100BH	100	6.3
4	调速阀	<1	Q-6R	6	6.3
5	单向阀	69	1-100B	100	6.3
6	单向阀	32.5	1-63B	63	6.3
7	背压阀	<1	B-10B	10	6.3
8	顺序阀	30	XY-63B	63	6.3
9	单向阀	30	1-63B	63	6.3
10	溢流阀	2.5	Y-10B	10	6.3
11	滤油器	32.5	XU-50×200	50	6.3
12	压力表开关	—	K-6B		

表 10-6 各工况运动速度、时间计算表

快 进	工 进	快 退
$Q_1 = \frac{A_1(Q_{B1} - Q_{B2})}{A}$ $= \frac{95 \times (2.5 + 30)}{50.3}$ $= 61.4(\text{L/min})$	$Q_1 = 0.5\text{L/min}$	$Q_1 = Q_{B1} + Q_{B2}$ $= 2.5 + 30$ $= 32.5(\text{L/min})$
$Q_2 = Q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 61.4 \times \frac{44.7}{95}$ $= 28.9(\text{L/min})$	$Q_2 = Q_1 \frac{A_2}{A_1}$ $= 0.5 \times \frac{44.7}{95}$ $= 0.24(\text{L/min})$	$Q_2 = Q_1 \frac{A_1}{A_2}$ $= 32.5 \times \frac{95}{44.7}$ $= 69(\text{L/min})$
$u_1 = \frac{Q_{B1} + Q_{B2}}{A}$ $= \frac{(2.5 + 30) \times 10^{-3}}{60 \times 50.3 \times 10^{-4}}$ $= 0.108(\text{m/s})$	$u_2 = \frac{Q_1}{A_1}$ $= \frac{0.5 \times 10^{-3}}{60 \times 95 \times 10^{-4}}$ $= 0.88 \times 10^{-3}(\text{m/s})$	$u_3 = \frac{Q_1}{A_2}$ $= \frac{32.5 \times 10^{-3}}{60 \times 44.7 \times 10^{-4}}$ $= 0.121(\text{m/s})$
$t_1 = \frac{100 \times 10^{-3}}{0.108}$ $= 0.93(\text{s})$	$t_2 = \frac{50 \times 10^{-3}}{0.88 \times 10^{-3}}$ $= 56.6(\text{s})$	$t_3 = \frac{150 \times 10^{-3}}{0.121}$ $= 1.24(\text{s})$

1) 判断流动状态  
由雷诺数

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu} \tag{10.2.18}$$

可知，在油液黏度  $\nu$ 、管道内径  $d$  一定条件下， $Re$  的大小与  $Q$  成正比，又由表 10-5 可知：在快进、工进和快退三种工况下，进、回油管路中所通过的流量以快退时回油流量为  $Q = 69\text{L/min}$  最大，由此可知，此时的

$$Re = \frac{4 \times 69 \times 10^{-2}}{60 \times \pi \times 18 \times 10^{-3} \times 1 \times 10^{-4}} = 813 \tag{10.2.19}$$

也为最大，因为最大的  $Re$  就小于临界雷诺数（2000），故可推论出，各工况下的进、回油路中的油液流动状态全为层流。

2) 计算系统压力损失

为了计算上的方便，首先将计算沿程压力损失公式化简，为此，将适用于层流流动状态的沿程阻力系数

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75\pi d \nu}{4Q} \tag{10.2.20}$$

和溶液在管道内的流量

$$u = \frac{4Q}{\pi d^2} \tag{10.2.21}$$

同时代入沿程压力损失计算公式，并将已知数据代入后，得

$$\Delta p_{L1} = \frac{4 \times 75 \rho \nu l}{2 \pi d^4} = \frac{4 \times 75 \times 0.9174 \times 10^3 \times 1 \times 10^{-4} \times 2}{2 \times 3.14 \times (18 \times 10^{-3})^4} Q = 0.8349 \times 10^3 Q \tag{10.2.22}$$

可见，沿程压力损失的大小与其通过的流量成正比，这是由层流流动所决定的。  
 在管道结构尚未确定的情况下，管道的局部压力损失  $\Delta p_{L2}$  常按下式作经验计算，即

$$\Delta p_{L2} = 0.1 \Delta p_{L1} \tag{10.2.23}$$

根据上述二式计算出的各工况下的进、回油罐路的沿程和局部压力损失，如表 10-7 所列。

阀的压力损失为

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left( \frac{Q}{Q_H} \right)^2 \tag{10.2.24}$$

计算各工况下的阀类元件的局部压力损失：其中的  $\Delta p_H$  由产品样本查出，电液换向阀 2 和行程阀 3 的额定压力损失  $\Delta p$  均为  $3 \times 10^5 \text{Pa}$ ，单向阀 5 和 6 的额定压力损失  $\Delta p_H$  均为  $2 \times 10^5 \text{Pa}$ ；其中的  $Q_H$  和  $Q$  的数值分别由表 10-5 和表 10-6 列出。

下面以快进工况，进油路中油液通过电液换向阀 2 和行程阀 3 所产生的局部压力损失计算为例，即

$$\Delta p_v = \left[ 3 \times 10^5 \times \left( \frac{61.4}{100} \right)^2 + 3 \times 10^5 \times \left( \frac{32.5}{100} \right)^2 \right] = 1.448 \times 10^5 \text{ (Pa)} \tag{10.2.25}$$

其余各工况的阀类元件的局部压力损失计算值如表 10-5 所列。

根据需要可将回油路上的压力损失折算到进油路上，求得总的压力损失，比如将快进工况下的回油路上的压力损失折算到其进油路上，即可求得此工况下回路中的总压力损失为

$$\sum \Delta p = 2.3874 \times 10^5 + 0.848 \times 10^5 \times \frac{44.7}{95} = 2.786 \times 10^5 \text{ (Pa)} \tag{10.2.26}$$

其余各工况依此类推，不再赘述。

表 10-7 管路的局部压力损失数值表

<div> <div> <div>Δp /Pa</div> <div>管路</div> </div> <div>工况</div> </div>		快 进	工 进	快 退
进油路	Δp <sub>l1</sub>	0.854×10 <sup>5</sup>	0.00696×10 <sup>5</sup>	0.452×10 <sup>5</sup>
	Δp <sub>l2</sub>	0.0854×10 <sup>5</sup>	0.000696×10 <sup>5</sup>	0.0452×10 <sup>5</sup>
	Δp <sub>v</sub>	1.448×10 <sup>5</sup>	5×10 <sup>5</sup>	0.312×10 <sup>5</sup>
	Δp	2.3874×10 <sup>5</sup>	≈5×10 <sup>5</sup>	0.814×10 <sup>5</sup>
回油路	Δp <sub>l1</sub>	0.402×10 <sup>5</sup>	0.00348×10 <sup>5</sup>	0.690×10 <sup>5</sup>
	Δp <sub>l2</sub>	0.0402×10 <sup>5</sup>	0.000348×10 <sup>5</sup>	0.0690×10 <sup>5</sup>
	Δp <sub>v</sub>	0.406×10 <sup>5</sup>	6×10 <sup>5</sup>	2.38×10 <sup>5</sup>
	Δp	0.848×10 <sup>5</sup>	≈6×10 <sup>5</sup>	3.094×10 <sup>5</sup>

### 3) 液压泵工作压力估算

小流量泵在工进时的工作压力，等于液压缸工作腔压力  $p_1$  加上进油路上的压力损失，即

$$p_{B1} = 39.6 \times 10^5 + 5 \times 10^5 = 44.6 \times 10^5 \text{ (Pa)} \tag{10.2.27}$$



此值是调整溢流阀 10 的调整压力时的主要参考数据。

大流量泵以快退时的工作压力为最高，其数值为

$$p_{B2} = 18.6 \times 10^5 + 0.814 \times 10^5 = 19.414 \times 10^5 \text{ (Pa)}$$

此值是调整顺序阀 8 的调整压力时的主要参考数据。

## 2. 系统效率计算

在一个工作循环周期中，快进、快退仅占 3%，而工进占 97%（见表 10-6 中数据）。系统效率完全可以用工进时的效率来代表整个循环的效率。

### 1) 计算回路效率

$$\eta_c = \frac{p_1 Q_1}{p_{B1} q_{B1} + p_{B2} Q_{B2}} = \frac{39.6 \times 10^5 \times 0.83 \times 10^{-5}}{44.6 \times 10^5 \times \frac{2.5 \times 10^{-3}}{60} + 0.68 \times 10^5 \times \frac{30 \times 10^{-3}}{60}} = 0.15 \quad (10.2.28)$$

其中，大流量泵的工作压力  $p_{B2}$  就是该泵通过顺序阀 8 卸荷时所产生的压力损失，因此它的数值为

$$p_{B2} = 3 \times 10^5 \times \left( \frac{30}{63} \right)^2 = 0.68 \times 10^5 \text{ (Pa)} \quad (10.2.29)$$

### 2) 计算系统效率

取双联叶片泵的总效率  $\eta_B = 0.80$ 、液压缸的总效率  $\eta_m = 0.95$ ，系统效率为

$$\eta = \eta_B \eta_c \eta_m = 0.80 \times 0.15 \times 0.95 = 0.114 \quad (10.2.30)$$

## 3. 系统发热与温升计算

系统的发热与温升计算跟系统效率计算同样只考虑工进阶段。

### 1) 计算工进工况时液压泵的输入功率

$$P_{B1} = \frac{p_{B1} Q_{B1} + p_{B2} Q_{B2}}{\eta_B} = \frac{44.6 \times 10^5 \times \frac{2.5 \times 10^{-3}}{60} + 0.68 \times 10^5 \times \frac{30 \times 10^{-3}}{60}}{0.80} = 274.8 \text{ (W)} \quad (10.2.31)$$

### 2) 计算工进时系统所产生的热流量

$$H = p_{B1} (1 - \eta) = 274.8 \times (1 - 0.114) = 243.5 \text{ (W)} \quad (10.2.32)$$

### 3) 计算工进时系统中的油液温升

$$\Delta t = \frac{Q}{0.065 K \sqrt[3]{V^2}} = \frac{243.5}{0.065 \times 15 \times \sqrt[3]{195^2}} = 7.43 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (10.2.33)$$

其中取传热系数  $K = 15 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ ，本系统温升很小，符合要求。

# 附录 1

## 1. 基本术语、系统回路

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	液压技术 Hydraulics	以液体为工作介质的流体传动及控制技术，简称液压	
02	流 阻 Fluid resistance	压力降与稳态流量（质量流量）的比值	
03	流体惯性 Fluid inductance	压降与流量（质量流量）变化率的比值	
04	汽 穴 Cavitation	流体内局部压力降低，析出空气和汽化，产生汽（气）泡，在压力升高处汽（气）泡凝缩或破裂而引起振动和噪声的现象	
05	汽 蚀 Cavitation erosion	由于发生汽穴而使材料蚀损	
06	液压卡紧 Sticking	由于间隙中压力分布不均匀，使活塞（或圆柱阀芯）偏向一边，引起足够的摩擦力以阻止轴向运动	
07	超 调 量 Percent overshoot	响应曲线峰值和稳定值之差与稳定值的比值的百分数	
08	释 压 Decompressions	突然降压使受压工作介质很快将压力能释放现象	
09	压缩性 Compressibility	液体受压后体积减小的性质	
10	体积弹性模量 Bulk modulus	使流体产生单位体积变化所需的压力变化	
11	运行工况 Operating conditions	运行工况是用元件或系统在某确定使用条件下的各参数值表示。这些参数将随条件而异	
12	额定工况 Rated conditions	根据试验结果推荐于系统或元件的稳态工况	
13	瞬态工况 Instantaneous conditions	某一瞬时的工况	
14	真空度 Vacuum	以 1atm（1atm=1.01325×10 <sup>5</sup> Pa）为基零，低于大气压的压力表压力的数值为负	
15	压 力 Pressure	流体垂直作用于单位面积上的力	物理学中称压强
16	大气压 Atmospheric pressure	由于大气压本身的重力而在地球表面	
17	标准大气压 Standard atmospheric pressure	纬度 45° 海平面上常年平均气压其值为 760mmHg (1mmHg=133.322Pa)	
18	表压力 Gauge pressure	以 1atm 为基零，高于大气压的压力。通常为压力表的读数	
19	绝对压力 Absolute pressure	以绝对真空为基零在此基零以上的压力，即大气压与表压力之和	
20	进口压力 Inlet pressure	在某工况下，于元件进口处测得的压力	
21	出口压力 Outlet pressure	在某工况下，于元件出口处测得的压力	
22	额定压力 Rated pressure	元件在额定工况时的压力	
23	公称压力 Nominal pressure	装置按系列规格所确定的名义压力	
24	工作压力 Working pressure	装置运行时的压力	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
25	调定压力 Setting pressure	用压力控制阀等调节到元件或系统所需要的压力	
26	背压 Back pressure	装置中因下游阻力或输入与输出阻抗比值变化而产生的压力	
27	吸入压力 Suction pressure	泵进口处的压力	
28	峰值压力 Peak pressure	在相当短的时间内超过允许最大压力的压力	
29	充气压力 Precharge pressure	蓄能器充液前的气体压力	
30	补油压力 Boost pressure	向系统充加油液的输入压力	
31	卸荷压力 Unloading pressure	泵直接排油至油箱，或直接回油至吸入口的压力	
32	压降（压差） Pressure drop(differential pressure)	系统或元件内两点(如：进口与出口处两点)的压力差值	
33	排量 Displacement(capacity)	每一循环或每一行程吸入（指马达）或排出（指泵）的流体体积	
34	几何排量 Geometric displacement(capacity)	不计尺寸偏差、缝隙及变形等因素，按几何尺寸计算而得的排量	
35	流 量 Flow rate	单位时间内流过的流体量（需指明体积、质量或重量）	
36	体积流量 Volumetric flow	单位时间流过的流体体积，通常简称流量。空气的流量需折算至标准大气压状态	
37	理论流量 Theoretical flow	根据几何尺寸计算所得的流量	
38	额定流量 Rated flow	额定工况时的流量	
39	公称流量 Nominal flow	元件或系统名义上的流量	
40	瞬时流量 Instantaneous discharge (flow rate)	某一瞬时的流量	
41	平均流量 Mean flow rate	在某一时间间隔内，按时间平均计算的流量	
42	最小稳定流量 Min stabilized flow rate	小于此流量时将出现液流不稳定现象	
43	泄漏 Leakage	从运动副的密封处漏过少于规定量的不作为有用功的流体的现象	
44	内泄漏 Internal leakage	元件内部运动副高低压腔间的泄漏	
45	外泄漏 External leakage	经过运动副密封间隙至元件外部的泄露	
46	输入功率 Input power	输入至某元件或系统的功率	
47	输出功率 Output power	自某一元件或系统输出的功率	
48	液压功率 Hydraulic power	流动液体所具有的功率，用流量和压力的乘积来表示	
49	容积损失 Volumetric losses	由于流体的泄漏、压缩、吸入不足和零件变形等而没有被输出利用的容积	
50	机械损失 Mechanical losses	由于机械摩擦而产生的能量损失	
51	容积效率 Volumetric efficiency	实际输出流量与理论输出流量的比值（指泵）或理论输入流量与实际输入流量的比值（指马达）。在实际使用时理论输出流量（指泵）或理论输入流量（指马达），习惯上用空载时输出或输入流量代替	
52	机械效率 Mechanical efficiency	经机械损失和压力损失后的功率和损失前功率之比值	
53	总效率 Overall efficiency	实际输出功率与输入功率的比值，它等于机械效率容积效率的乘积	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
54	系统效率 System efficiency	系统输出功率与输入功率的比值	
55	困油现象 Trapping	在封闭情况下, 继续改变油液所占的容积而产生的压力剧烈变化现象	
56	控制 Control	以某种原理及方法对元件或系统的工作特性所进行的调节或操纵	
57	自动控制 Automatic control	不用人力的控制方法	
58	人工控制 Manual control	用人力操作进行控制	
59	机械控制 Mechanical control	用机械方法进行操作的控制	
60	电气控制 Electrical control	用改变电器的工作状态进行的控制	
61	压力控制 Pressure control	用改变控制回路中流体进行的控制	
62	液压控制 Hydraulic control	用液体作介质的压力控制	
63	外部控制 External control	用元件外部的能源进行操作的控制	
64	内部控制 Internal control	用元件内部的能源进行操作的控制	
65	先导控制 Pilot operate	用先导阀来操作其他阀(主阀)的控制	
66	压力补偿控制 Pressure compensated control	用压力信号操作补偿装置的控制	
67	节流调速 Speed control by throttling	系统中用流量阀或流量阀与溢流阀协联作用调节执行元件的运动速度	
68	进油节流调速 Meter-in control	用溢流阀和串联在执行元件的进油路上的流量阀调节运动速度	
69	回油节流调速 Meter-out control	用溢流阀和串联在执行元件的回油路上的流量阀调节运动速度	
70	旁路节流调速 Bleed-off control	在执行元件的进油路上的支路上用流量阀调节运动速度	
71	复合调速 Combined flow control	同时用几种方式联合调速	
72	容积调速 Pump control	调节变量泵(马达)的排量以达到控制运动速度	
73	恒扭矩调速 Constant torque flow control	用变量泵和定量马达的系统中, 在保持马达扭矩恒定下, 调节变量泵的排量以控制马达的转速	
74	恒功率调速 Constant power flow control	用定量泵和变量马达的系统中在保持马达功率恒定下, 调节马达的排量以控制马达的转速	
75	系统 System	若干元件包括能源装置、控制元件、执行元件和辅件等与管路相组合以完成一定动作的整体	
76	回路 Circuit	系统中能满足特定功能的某一部分或全部。例如压力控制回路、流量控制回路、同步回路等	
77	压力控制回路 Pressure control circuit	调节系统或系统中某一部分压力为其主要目的回路	
78	安全回路 Safe circuit	过载保护, 保证安全操作防止事故的回路	
79	差动回路 Regenerative circuit	从元件出流的有压工作介质又回输到元件或系统的回路, 其目的是在减小执行机构作用力的条件下增大运动速度	
80	顺序回路 Sequencing circuit	使执行机构按预定次序动作的回路	
81	速度控制回路 Speed control circuit	控制操作速度的回路, 通常用调节流量来达到	
82	同步回路 Synchronizing circuit	多个动作控制在同一时间发生的回路	
83	卸荷回路 Unloading circuit	当系统不需要流量时, 使泵的输出在最小压力下回至油箱的回路	
84	开式系统 Open circuit	泵从油箱吸油, 系统中的回油接至有自由表面的油箱的系统	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
85	闭式系统 Closed circuit	主回路中的回油直接接至泵吸入口的系统	
86	图形符号 Graphical symbol	根据标准表示元件或元件群功能的符号	
87	系统原理图 Circuit diagram	用元件的图形符号来表示系统功能的图	
88	功能图 Function diagram	表示系统一个工作循环的顺序动作和控制信号的简图	
89	方块图 Block diagram	用方框表示元件，部件或传递函数以说明系统功能的图	

2. 工作介质

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	工作介质 Working medium	液压气压系统中使用的液体或气体的总称	
02	液压油（液） Hydraulic oil(or fluid)	液压系统中用作工作介质的油（液）	
03	石油型液压油 Petroleum hydraulic oil	以石油烃为主组成的液压油。这种油亦可以含其他组分	
04	乳化液 Emulsion	用矿物油和水、乳化剂以及某些添加剂按一定比例调合而成的稳定液体	
05	水包油液 Fluid oil in water	油在连续的水相中形成一种稳定分散体系的液体	
06	油包水液 Fluid water in oil emulsion	水在连续的油相中形成一种稳定分散体系的液体	
07	难燃液压油 Fluid fire resistant	难以着火并使火焰不易扩散的液压油	
08	水—乙二醇液 Fluid water-glycol	主要成分是水 and 乙二醇组成的液压油	
09	普通液压油 Conventional hydraulic oil	加有多种添加剂，适用于操作环境温度高于 0℃ 的一般要求的液压系统的精制石油液体	
10	抗磨液压油 Anti-wear hydraulic oil	加有多种添加剂，适用于操作环境温度高于-15℃ 的压力较高并具有抗磨要求的液压系统的精制石油液体	
11	添加剂 Additive	加到油（液）中可赋予该油（液）以特殊的性能，或加强油（液）本来已具有的某些性能的化学品	
12	黏度指数改进剂 Viscosity index improver	以较少剂量加入油（液）中即能改善其黏温关系（提高黏度指数）的一种添加剂	
13	黏度 Viscosity	流动的油（液）内摩擦阻力的量度	
14	动力黏度（绝对黏度） Dynamic viscosity	表示油（液）在一定剪切应力下流动时内部阻力的量度，其值为所加的剪切应力与剪切速率之比。在国际单位制（SI）中以为 Pa·s 单位	
15	运动黏度 Kinematic viscosity	表示油（液）在重力流动时内摩擦阻力的量度，其值为相同温度下该油（液）的动力黏度与密度之比。在国际单位制（SI）中，以 m <sup>2</sup> /s 为单位	
16	黏度指数 Viscosity index	表示油（液）的黏度随温度变化的黏度关系的一个约定的量值。黏度指数越高，表示该油（液）的黏度随温度变化较小	
17	凝 点 Solidification point	在规定条件下，冷却油（液）停止移动时的最高温度，以℃表示	
18	热稳定性 Thermal stability	油（液）抵抗仅由于热的作用而引起其性质发生永久性改变的能力	
19	氧化安定性 Oxidation stability	油（液）抵抗由于空气（或氧气）的作用而引起其性质发生永久性改变的能力	
20	剪切安定性 Shear stability	在规定条件下，油（液）抵抗剪切作用保持其黏度和与黏度有关的性质不变之能力	
21	防锈性 Bust protection	油（液）在规定条件下防止金属表面生锈的能力	



(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
22	抗磨性 Anti - wear property	油（液）在规定条件下，借保留于运动部件间的油（液）薄膜，以防止金属对金属的磨损能力	
23	抗泡沫性 Anti-foaming property	油（液）在规定条件下，使充入油（液）中的空气泡迅速上升的能力	
24	互混性 Miscibity	油（液）间相互混合后不产生有害效应的能力	
25	难燃性 Fire resistance property	油（液）经受高温热源或明火的影响而不着火或难于着火并持续燃烧的能力	
26	密封适应性 Seal compatibility	油（液）作用于密封弹性体对密封件尺寸和机械性能方面的影响程度和适应能力	

3. 泵

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	液压泵 Hydraulic pump	依靠密封工作容积的变化实现吸、压油液作用，从而将机械能转换为液压能的装置	旧称容积泵
02	定量泵 Fixed displacement pump	排量不可调节的液压泵	
03	变量泵 Variable displacement pump	排量可调节的液压泵	
04	配流 Distribution	把泵或马达进口的液体自动地分配到它容积逐渐扩大的各工作腔，同时把容积逐渐缩小的各腔中的液体汇集到出口而排出的过程	
05	径向配流 Radial distribution	在完成配流作用的运动副处，液流沿半径方向流动的配流方式	
06	轴向配流 Axial distribution	在完成配流作用的运动副处，液流沿轴向流动的配流方式	
07	配流盘 Valve plate	用于实现轴向配流的盘状零件	
08	阀式配流 Valve distribution	利用阀（单向阀、滑阀等）进行配流	
09	径向间隙补偿 Radial clearance compensation	在齿轮泵中，采取某种措施自动补偿齿顶圆与外壳间的间隙	
10	轴向间隙补偿 Axial clearance compensation	在齿轮泵或叶片泵中，采取某种措施自动补偿齿轮或转子端面与侧板间的间隙	
11	径向力平衡 Radial force balance	采取某种措施消除高压油对转轴产生的不平衡径向力	
12	凸轮环 Cam ring	用于限制柱塞或叶片的径向往复运动的环状零件	
13	变量机构 Variable displacement mechanism	使液压泵或液压马达改变排量的机构	
14	齿轮泵 Gear pump	通过密封在一个壳体中的两个或两个以上齿轮的啮合而工作的液压泵	
15	外啮合齿轮泵 External gear pump	由外啮合齿轮构成的齿轮泵	
16	内啮合齿轮泵 Internal gear pump	一个内齿轮与一个以上外啮合齿轮构成的齿轮泵	
17	摆线泵 Gerotor pump	以摆线为齿廓线的内啮合齿轮泵	
18	叶片泵 Vane pump	当转子转动时，借凸轮环的制约，使转子槽中的径向滑动叶片产生往复运动而工作的液压泵	
19	非平衡型叶片泵 Unbalanced vane pump	转子上所受径向力是不平衡的叶片泵	
20	平衡型叶片泵 Balanced vane pump	转子上所受的径向力是平衡的叶片泵	
21	压力反馈式变量叶片泵 Variable vane pump pressure feedback control	由泵的工作压力自动调节泵的排量的变量叶片泵	
22	柱塞泵 Piston pump	由一个或一个以上柱塞在缸体孔内作往复运动的液压泵	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
23	轴向柱塞泵 Axial piston pump	柱塞轴线与缸体轴线平行或略有倾斜的柱塞泵	
24	径向柱塞泵 Radial piston pump	多个柱塞轴线与缸体轴线垂直的柱塞泵	
25	直轴式轴向柱塞泵 Swash plate pump	缸体直接安装在驱动轴上和驱动轴同轴线并靠斜盘使柱塞相对缸体作往复运动而工作的轴向柱塞泵	亦称斜盘泵
26	通轴式轴向柱塞泵 Pass-type axial piston pump	驱动轴可通过缸体、斜盘（并可伸至壳体外）的轴向柱塞泵	简称通轴泵
27	卧式柱塞泵 In-line piston pump	几个柱塞中心线相互平行它们布置在一个（或一个以上）共同平面上的液压泵	
28	缸体 Cylinder block	具有一个或数个缸孔，与一个或数个柱塞相配合而构成工作腔的零件	
29	斜盘 Swash plate	在直（通）轴式轴向柱塞泵或马达中，用来形成并限制柱塞往复行程的零件	
30	滑靴 Slipper	借球面铰接在柱塞头部，并以另一端表面与斜盘、凸轮等表面接触而工作的零件	

4. 缸及马达

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	执行元件 Actuator	把压力能转换成机械能的装置，即液压（气）缸与液压（气）马达之总称	
02	理论扭矩 Theoretical torque	液压（气）马达或摆动液压（气）马达在不计损失的情况下，所计算的扭矩	
03	输出扭矩 Output torque	液压（气）马达或摆动液压（气）马达的输出轴上的实际扭矩	
04	最低稳定转速 Min stabilized speed	液压（气）马达或摆动液压（气）马达在额定负载下不出现爬行的最低转速	
05	液压（气）缸 Cylinder	作直线往复运动的液压（气动）缸执行元件	航空航天部门称为作动筒
06	活塞式液压（气）缸 Piston type cylinder	在缸筒内作相对往复运动的组件为活塞的液压（气）缸	
07	柱塞式液压（气）缸 Plunger type cylinder	在缸筒内作相对往复运动的组件为柱塞的液压（气）缸	
08	缸筒 Cylinder barrel	活塞或柱塞在其中作相对往复运动的筒状零件	
09	活塞杆 Rod	与活塞连接并传递作用力和运动的杆件	
10	导向套 Bearing ring	为活塞杆导向并减少其磨损而装设的金属套	
11	双作用液压（气）缸 Double acting cylinder	可向活塞两侧分别供液（气）的液压（气）缸	
12	单作用液压（气）缸 Single acting cylinder	只能向活塞或柱塞一侧供液（气）使其向一个方向运动，而利用其他力（如弹簧力，重力），使之向另一个方向运动的液压（气）缸	
13	单活塞杆液压（气）缸 Single rod cylinder	只有一端有活塞杆伸出的液压（气）缸	
14	差动液压（气）缸 Differential cylinder	具有缸筒两端同时供液（气）共况利用活塞两侧的面积差进行工作的单活塞杆液压（气）缸	
15	有杆腔 Rod end chamber	液压（气）缸有活塞杆端所形成的工作腔	
16	无杆腔 Non-rod cylinder	液压（气）缸无活塞杆端所形成的工作腔	
17	液压（气）马达 Hydraulic(air) motor	作连续旋转运动并输出转矩的液压（气动）执行元件	
18	定量马达 Fixed displacement motor	排量不可调节的马达	
19	变量马达 Variable displacement motor	排量可调节的马达	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
20	齿轮马达 Gear motor	由密闭在一个壳体中的两个或两个以上啮合齿轮而构成的液压马达	
21	外啮合齿轮马达 External gear motor	由密闭在一个壳体中的两个或两个以上外啮合齿轮而构成的齿轮马达	
22	内啮合齿轮马达 Internal gear motor	由密闭在一个壳体中的一个内齿轮与一个(或多个)外啮合齿轮相啮合而构成的齿轮马达	
23	摆线齿轮马达 Trochoid motor	齿廓线为摆线的内啮合齿轮马达	
24	叶片马达 Vane motor	流体压力作用于叶片槽中可往复滑动的叶片上, 使转子转动而工作的马达	
25	螺杆马达 Screw motor	由密封在壳体中的一个或多个啮合螺杆而构成的液压马达	
26	柱塞马达 Piston motor	由液体压力作用在往复运动的柱塞上而进行工作的液压马达	
27	轴向柱塞马达 Axial piston motor	柱塞轴线与缸体轴线平行或略有倾斜的柱塞马达	
28	径向柱塞马达 Radial piston motor	多个柱塞轴线与缸体轴线径向垂直的柱塞马达	
29	曲轴连杆马达 Crankshaft piston motor	由液体压力作用在往复运动的柱塞上, 通过连杆驱动曲轴而工作的径向柱塞马达	
30	静压平衡马达 Static pressure balanced motor	用星轮实现各柱塞与偏心转轴之间的运动联系并采取了静压平衡措施的一种径向柱塞马达	
31	内曲线径向柱塞马达 Internal curve motor	用具有特定内曲线的凸轮环使每个柱塞在缸体旋转一周中发生多次往复运动的径向柱塞马达	简称内曲线马达
32	摆动液压(气)马达 Semi rotary motor	输出扭矩并进行往复摆动的执行元件。摆动角度小于 360°	

5. 控制阀

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	控制阀 Control valve	控制流体的流量、压力、流动方向的元件	简称阀
02	压力控制阀 Pressure control valve	控制流体压力的阀的总称	简称压力阀
03	流量控制阀 Flow control valve	控制流体流量的阀的总称	简称流量阀
04	方向控制阀 Directional control valve	控制流体流动方向的阀的总称	简称方向阀
05	比例控制阀 Proportional control valve	被调量与控制信号成一定比例的阀	简称比例阀
06	阀芯 Valving element	阀体内可动的用于控制通流面积或方向的零件	
07	阀套 Sleeve	用于和阀芯配合的圆筒形内衬零件	
08	滑 阀 Spool valve	用可移动的圆柱形阀芯, 改变相对于阀体或阀套的位置控制流体方向的阀	
09	滑块式滑阀 Plate slide valve	依靠滑块的滑动来切换流路而实现换向的阀	
10	先导阀 Pilot valve	接受控制信号主阀的前置阀	
11	插装阀 Cartridge valve	具有控制功能的元件装成组件插入阀块而构成的阀	
12	常通 Normally open	无控制信号输入时, 阀内通道处于接通状态	
13	常闭 Normally closed	无控制信号输入时, 阀内通道处于关闭状态	
14	溢流阀 Pressure relief valve	维持阀进口压力近于恒定, 系统中多余流体通过该阀回油的压力控制阀	
15	直动溢流阀 Directly operated relief valve	作用在阀芯上的主油路油压与调压弹簧力直接相平衡的溢流阀	
16	先导式溢流阀 Pilot operated relief valve	用先导阀限定压力并控制主阀溢流的溢流阀	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
17	安全阀 Safety valve	防止系统过载保证安全的压力控制阀	
18	远程调压阀 Remote pressure valve	进口与主溢流阀的外控口相连, 调节该阀的调压弹簧力遥控主阀的溢油压力的小型直动溢流阀	或称遥控调压阀
19	电磁溢流阀 Relief valve with solenoid operated directional valve	电磁换向阀与溢流阀的组合, 可使系统正常工作或卸载	
20	减压阀 Reducing valve	用节流方法使出口压力低于进口压力并保持出口压力近于恒定的压力控制阀	
21	定比减压阀 Proportioning pressure reducing valve	阀进口压力和出口压力比值近于不变的减压阀	
22	定差减压阀 Fixed differential reducing valve	维持阀进口压力和出口压力之差近于不变的减压阀	
23	单向减压阀 Reducing valve with check valve	单向阀与减压阀的并联组合	
24	顺序阀 Sequence valve	当控制压力达到预调值时, 阀芯开启, 使流体通过, 以控制执行元件的顺序动作的压力控制阀。分内控和外控两种	
25	单向顺序阀 Sequence valve with check valve	单向阀与顺序阀的并联组合	
26	比例流量阀 Proportional flow control valve	流量阀与比例装置组成的, 其流量与控制信号成比例的阀	
27	比例压力阀 Proportional pressure control valve	压力阀与比例装置组成的, 其压力与控制信号成比例的阀	
28	平衡阀 Counter balance valve	保持液压缸(马达)一腔有背压以防止负载因自重下滑的一种单向顺序阀	或称支承阀
29	卸荷阀 Unloading valve	使液压泵卸荷的压力控制阀	
30	背压阀 Back pressure valve	使执行元件的回油路造成一定背压的压力控制阀	
31	节流阀 Throttling valve	通过改变节流截面或节流长度以控制流体流量的阀	
32	调速阀 Series flow control valve	具有压力补偿装置的阀, 借压力补偿使节流阀前后压差近于不变, 其中压力补偿装置一般为定差减压阀	Pressure compensated control valve
33	温度补偿调速阀 Pressure-time compensated flow control valve	具有温度补偿装置的调速阀, 借温度补偿可弥补温度变化对流量的影响	
34	溢流节流阀 By-pass flow control valve	用溢流阀对节流阀进行压力补偿的调速阀。该阀可使泵的工作压力随负载而变	Spill-off flow control valve
35	行程节流阀 Deceleration valve	当执行元件运动到规定的位置时, 利用机械方式关闭行程阀, 使之减速的节流阀	
36	行程调速阀 Flow control valve with limiting switch	当执行元件运动到规定位置时, 利用机械方式关闭行程阀, 使之减速的调速阀	
37	单向节流阀 Throttling valve with check valve	单向阀和节流阀的并联组合	
38	单向调速阀 Flow control valve with check valve	单向阀和调速阀的并联组合	
39	单向行程节流阀 Deceleration valve with check valve	单向阀和行程节流阀的并联组合	
40	分流阀 Flow divider	将单一油源的液流按固定比例自动分成两个支流的流量控制阀	
41	Flow combining valve	自动按固定比例将两股液流合成单一液流的流量控制阀	
42	分流集流阀 Flow divider and combiner	液流按一定方向流动时起分流作用; 反向流动时起集流作用的流量控制阀	
43	节流阀流量特性 Flow characteristics of throttling valve	在开口量不变的条件下, 通过节流阀的流量与测量后压差的函数关系	
44	节流阀刚性 Stiffness of throttling valve	节流阀流量特性曲线上某一点斜率的倒数	



(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
45	电磁换向阀 Solenoid operated directional valve	用电磁铁推动阀芯，变换流体流动方向的方向控制阀	
46	液控换向阀 Hydraulic operated directional valve	用控制油路的压力油推动阀芯，变换流体流动方向的方向控制阀	
47	电液（电气）换向阀 Pilot operated directional valve	电磁换向阀与液（气）控换向阀的组合。用电磁换向阀控制液（气）控换向阀的动作，变换流体流动方向的方向控制阀	
48	手动换向阀 Manual operated directional valve	用手控制使阀芯移动，变换流体流动方向的方向控制阀	
49	多路换向阀 Multiple unit valve	手动换向阀、溢流阀、单向阀等的组合。用一个进油口和一个以上回油口，用于集中控制两个以上的执行元件动作的方向阀	
50	转 阀 Rotary valve	转动阀芯来实现流体通断或改变流体方向的阀	
51	单向阀 Check valve	仅允许流体向一个方向流动，而不能反向流动的阀	
52	液控单向阀 Pilot check valve	允许流体单方向通过，反向时阀被关闭或按预定液压控制信号开启的单向阀	
53	通路数 Number of ways	能与系统主油路相连通的阀油口数	
54	两通阀 Two-way valve	通路数为二个的方向控制阀和伺服阀	
55	三通阀 Three-way valve	通路数为三个的方向控制阀和伺服阀	
56	四通阀 Four-way valve	通路数为四个的方向控制阀和伺服阀	
57	位 数 No. of position	为变换液流方向，阀芯相对于阀体的工作位置的个数	
58	二位阀 Two-position valve	阀芯相对于阀体有二个工作位置的方向控制阀	
59	三位阀 Three-position valve	阀芯相对于阀体有三个工作位置的方向控制阀	
60	多位阀 Multi-position valve	阀芯相对于阀体有三个以上工作位置的方向控制阀	
61	中间位置 Center position	无控制作用时，三位阀阀芯相对阀体的位置	简称中位
62	弹簧复位 Spring return	无控制信号时，利用弹簧力使阀芯恢复到原始位置的复位方式	
63	弹簧对中 Spring centered	无控制信号时，利用阀芯两端的复位弹簧，保持换向阀处于中间位置的定位方式	

6. 辅件

序号	名 词 术 语	含 义	备注
01	蓄能器 Accumulators	装于液压系统中用来储存和释放压力能的容器	
02	滤油器 Filters	以过滤作用，从流动油液中滤除不容解的污染杂质的装置	也称油滤
03	热交换器 Heat exchangers	借助温度不同的流体通过热交换器进行热交换，使系统工作介质的温度降低或升高的装置	
04	密封装置 Sealing device	防止流体泄漏或防止污染物和空气进入系统的装置	
05	油箱 Reservoir	液压系统中储存工作介质的容器	
06	管道 Pipelines	输送工作介质的管子及其连续件的总件	也称管路
07	接头 Fittings	连接管路、元件与管路的可拆卸的防漏连接件	
08	非隔离式蓄能器 Non-separated accumulator	惰性压缩气体直接与工作介质接触的蓄能器	



(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
09	隔离式蓄能器 Separated accumulator	用活塞、气囊等工作介质与压缩气体分割开的蓄能器	
10	气囊式蓄能器 Bladder accumulator gas loaded	在圆筒内装入充有惰性压缩气体的胶囊的隔离式蓄能器	
11	活塞式蓄能器 Piston accumulator	用自由浮动的活塞把工作介质与压缩气体分隔开的隔离式蓄能器	
12	弹簧式蓄能器 Accumulator spring loaded	用作用于容器内活塞上的弹簧力来储存工作介质能量的蓄能器	
13	重力式蓄能器 Accumulator weight loaded	用作用于容器内活塞上的重物位能来储存工作介质能量的蓄能器	
14	滤 芯 Filter element	滤油器中实现过滤作用的器件	
15	网式滤油器 Mesh screen filter	利用阀的微孔眼滤除杂质的滤油器	
16	片式滤油器 Edge-type disk filter	利用许多叠起来的片状零件间微小缝隙滤除杂质的滤油器	
17	线隙式滤油器 Metal ribbon filter	利用线之间的微小缝隙滤除机械杂质的滤油器	
18	磁性滤油器 Magnetic filter	使用永久磁铁去除油液中铁末的滤油器	
19	烧结式滤油器	滤芯为金属粉末烧结的滤油器	
20	纸芯滤油器 Paper filter	滤芯为纸质的滤油器	
21	绝对过滤精度 Absolute filtration rating	在规定试验条件下通过滤油器滤过球形最大硬颗粒的直径尺寸	
22	公称过滤精度 Normal filtration rating	按规定用来表示滤油器或滤芯过滤精度等级的名义微米值	
23	过滤率(比) Filtration rating	单位体积液体内粒度在规定尺寸以上的过滤前的颗粒数对过滤后的颗粒数之比值	
24	纳垢容量 Dirt capacity	滤油器工作达到规定极限时其能容纳污物的数量	
25	冷却器 Cooler	从工作介质吸取热量,降低其温度的热交换器	
26	密封件 Seal	密封装置中可拆装的起密封作用的零件	
27	防尘圈 Seal wiper (Scraper)	用于防止污染物和空气进入元件的密封件	
28	间隙密封	利用运动副之间的微小间隙,使其起密封作用	
29	密封挡圈 Anti-extrusion ring (back-up ring)	用于防止装于沟槽中的密封件被剪切或挤入间隙的保护圈	
30	轴向密封 Seal axial	靠轴向接触压力起密封作用的密封装置	
31	径向密封 Seal radial	靠径向接触压力起密封作用的密封装置	
32	转动密封 Seal rotary	用于有相对转动的部件之间的密封件	
33	滑动密封 Seal sliding	用于有相对移动的部件之间的密封件	
34	动密封 Seal dynamic	用于有相对运动的部件之间的密封件	
35	固定密封 Seal static	用于固定部件之间的密封件	
36	主油箱 Main reservoir	液压系统中工作回路的泵吸油和回路的油箱	
37	辅助油箱 Auxiliary reservoir	液压系统中除主油箱之外的油箱	
38	开式油箱 Reservoir atmospheric	液压油的液面与大气相通的油箱	
39	闭式油箱 Reservoir sealed	液压油的液面与大气隔绝的油箱	
40	主油管 Main pipeline	传输液压油到各工作回路的油管	

(续)

序号	名 词 术 语	含 义	备注
41	控制油管 Line pilot control	控制回路中的油管	
42	吸油管 Line pump inlet	泵从油箱吸油的油管	
43	回油管 Line return	将液压油传输至油箱的油管	
44	泄漏油管 Line drain	连接液压元件泄漏口直接回油箱的油管	
45	直角接头 Angle fitting	接头体为直角的管接头	
46	弯 头 Fitting elbow	使管路弯成某一角度的固定管接头	
47	三通接头 Three port fitting	接头体为三通的管接头	
48	回转接头 Rotary joint	接头的两部分可在平面内相对回转的管接头	
49	球铰接头 Spherical joint	接头的两部分可在空间相对转动的管接头	
50	法兰式接头 Flange fitting	用法兰盘作连接件的管接头	
51	卡套式接头 Ferrule fitting	由卡紧螺母压紧接头内的卡套的圆锥面，使卡套刃口咬住管壁而达到连接和密封的管接头	
52	快速接头 Quick release coupling	不用工具和特殊装置即可快速安装的管接头	
53	自动密封接头 Self-sealing coupling	在两管连接部分分别装有单向阀，当两管连接后流体能自由流通，卸开后流体自动被封闭的管接头	
54	管式连接 Threaded union	元件与管路、管路与管路用螺纹接头连接的方式	
55	法兰连接 Flange connection	元件与管路、管路与管路用法兰接头连接的方式	
56	板式连接 Manifold connection	元件与管路通过安装底板相互连接的方式	
57	软管接头 Hose fitting	用于连接软管的接头	

附录 2

部分常用液压气动图形符号（摘自 GB/T786.1—1993）

1. 符号要素、功能要素、管路及连接

工作管路回油管路		电磁操纵器		连续放气装置	
控制管路泄油管器或放气管路		温度指示或温度控制		间断放气装置	
组合元件框线		原动机	M	单向放气装置	
液压符号		弹簧	W	直接排气口	
气压符号		节流		带连接排气口	
流体流动通路和方向		单向阀简化符号的阀座		不带单向阀的快换接头	
可调性符号		固定符号		带单向阀的快换接头	
旋转运动方向		连接管路			
电气符号		交叉管路		单通路旋转接头	
封闭油、气路和油、气口		柔性管路		三通路旋转接头	

2. 控制方式和方法

定位装置		单向滚轮式机械控制		液压先导加压控制	
按钮式人力控制		单作用电磁铁控制		液压二级先导加压控制	

(续)

拉钮式人力控制		双作用电磁铁控制		气压—液压先导加压控制	
按—拉式人力控制		单作用可调电磁铁操纵器		电磁—液压先导加压控制	
手柄式人力控制		双作用可调电磁铁操纵器		电磁—气压先导加压控制	
单向踏板式人工控制		电动机旋转控制		液压先导卸压控制	
双向踏板式人工控制		直接加压或卸压控制		电磁—液压先导卸压控制	
顶杆式机械控制		直接差动压力控制		先导型压力控制阀	
可变行程控制式机械控制		内部压力控制		先导型比例电磁式压力控制阀	
弹簧控制式机械控制		外部压力控制		电外反馈	
滚轮式机械控制		气压先导气压控制		机械内反馈	

3. 泵、马达及缸

泵、马达（一般符号）	 液压泵	 气马达	液压整体式传动装置	
单向定量液压泵空气压缩机			双作用单杆活塞缸	
双向定量液压泵			单作用单杆活塞缸	
单向变量液压泵			单作用伸缩缸	

(续)

双向变量液压泵		双作用伸缩缸	
定量液压泵—马达		单作用单杆弹簧复位缸	
单向定量马达		双作用双杆活塞缸	
双向定量马达		双作用不可调单向缓冲缸	
单向变量马达		双作用可调单向缓冲缸	
双向变量马达		双作用不可调双向缓冲缸	
变量液压泵—马达		双作用可调双向缓冲缸	
摆动马达		气—液转换器	

4. 方向控制阀

单向阀	 (简化符号)	常开式二位三通电磁换向阀	
液空单向阀 (控制压力关闭)		二位四通换向阀	
液空单向阀 (控制压力打开)		二位五通换向阀	
或门型梭阀		二位五通液动换向阀	
与门型梭阀		三位三通换向阀	
快速排气阀	 (简化符号)	三位四通换向阀 (中间封闭式)	
常闭式二位二通换向阀		三位四通手动换向阀 (中间封闭式)	



(续)

常开式二位二通换向阀		伺服阀	
二位二通人力控制换向阀		二级四通电液伺服阀	
常开式二位三通换向阀		液压锁	
三位四通压力与弹簧对中和用外部压力控制电液换向阀（详细符号）		三位五通换向阀	
三位四通压力与弹簧对中和用外部压力控制电液换向阀（简化符号）		三位六通换向阀	


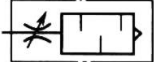
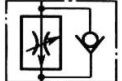

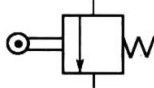
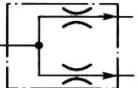


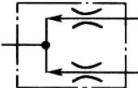
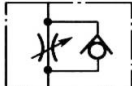
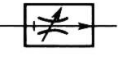
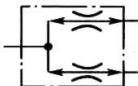
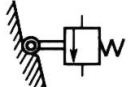
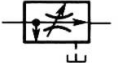
5. 压力控制阀

直动内控溢流阀		溢流减压阀	
直动外控溢流阀		先导型比例电磁式溢流减压阀	
带遥控口先导溢流阀		定比减压阀	
先导型比例电磁式溢流阀		定差减压阀	
双向溢流阀		内控内泄直动顺序阀	
卸载溢流阀		内控外泄直动顺序阀	
直动内控减压阀		外控外泄直动顺序阀	
先导型减压阀		先导顺序阀	



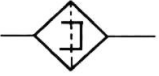


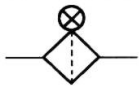

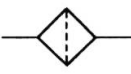
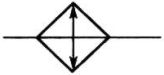
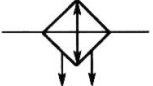
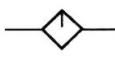

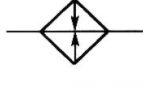
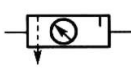






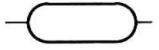
(续)

直动卸载阀		单向顺序阀 (平衡阀)	
压力继电器		制动阀	






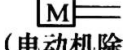



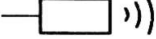






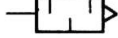

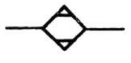


6. 流量控制阀

不可调节流阀		带消声器的节流阀		单向调速阀	
可调节流阀		减速阀		分流阀	
截止阀		普通型调速阀		集流阀	
可调单向节流阀		温度补偿型调速阀		分流集流阀	
滚轮控制可调节流阀		旁通型调速阀			

7. 液压辅件和其他装置

管端在液面以上的通大气式油箱		局部泄油或回油		带磁性滤芯过滤器	
管端在液面以下的通大气式油箱		密闭式油箱		带污染指示器过滤器	
管端连接于油箱底部的通大气式油箱		过滤器		冷却器	
带冷却剂管路指示冷却器		油雾器		气体隔离式蓄能器	
加热器		气源调节装置		重锤式蓄能器	
温度调节器		液位计		弹簧式蓄能器	
压力指示器		温度计		气罐	

(续)

压力计		流量计		电动机	
压差计		累计流量计		原动机	 (电动机除外)
分水排水器	 (人工排出)  (自动排出)	转速仪		报警器	
空气滤清器	 (人工排出)  (自动排出)	转矩仪		行程开关	 简化 详细
除油器	 (人工排出)  (自动排出)	消声器		液压源	 (一般符号)
空气干燥器		蓄能器		气压源	 (一般符号)

## 参 考 文 献

- [1] 翟培祥. 斜盘式轴向柱塞泵设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1978.
- [2] 严金坤, 张培生. 液压传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [3] 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [4] 阴正锡, 许贤良, 王家序. 液压习题集[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1987.
- [5] 夏志新. 液压系统污染与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [6] 薛祖德. 液压传动[M]. 北京: 中央广播电视大学出版社, 1995.
- [7] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [8] 全国液压气动标准化技术委员会. 中国机械行业标准汇编液压与气动卷[M]. 北京: 中国标准出版社, 1999.
- [9] 许福玲, 陈晓明. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [10] 贾铭新. 液压传动与控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [11] 姜继海, 宋锦春, 高常识. 液压与气压传动[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [12] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [13] 张春阳. 液压与液力传动[M]. 北京: 人民交通出版社, 2003.
- [14] 左健民. 液压与气压传动[M], 第三版. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [15] 官衷范. 液压传动系统[M], 第三版. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [16] 齐晓杰, 吴涛, 安永东. 汽车液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [17] 雷秀. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [18] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [19] 许贤良, 王传礼, 赵连春. 复合齿轮泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [20] 许贤良, 王传礼. 液压传动系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [21] Goodwin A.B. Fluid Power Systems. London: The Macmillan Press, 1976.
- [22] Esposito, Anthony. Fluid Power with applications. Prentice-Hall, Inc, Englewood cliffs, NJ, 1980.
- [23] Fitch, E.C. Hydraulic Failure-Analysis & Prevention. Stillwater, OK, USA: FES, Inc, 1984.
- [24] Lansky Z.J. etc. Industrial Pneumatic Control. New York, 1986.
- [25] Yeaple F. Fluid Power Design Handbook. 2nd Ed. New York and Basel: Marcel Dekker Inc, 1990.
- [26] Erik Trostmann. Water Hydraulics Control Technology. New York: Marcel Dekker, Inc, 1996.
- [27] James A. Fluid Power: Theory and Application, Fouth Edition. Columbus. Ohio, USA: Prentice-Hall, 1998.